

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIEROS

MECÁNICOS

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE SECADO PARA
TUBERÍAS PINTADAS EN ACERO NEGRO A-53 Y COBRE ASTM B88,
UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR Y UN SISTEMA AUXILIAR DE GLP**

AUTORES:

EDISON XAVIER CAMPAÑA RAMÍREZ

LUIS ENRIQUE HERRERA ORTÍZ

TUTOR:

WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN

Quito, Julio de 2016

Cesión de derechos de autor.

Nosotros: Edison Xavier Campaña Ramírez, con CI: 1721909594 y Luis Enrique Herrera Ortiz, con CI: 1722639562, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titulación sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de grado: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE SECADO PARA TUBERÍAS PINTADAS EN ACERO NEGRO A-53 Y COBRE ASTM B88, UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR Y UN SISTEMA AUXILIAR DE GLP”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: INGENIEROS MECÁNICOS, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad intelectual, en mi condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Luis Enrique Herrera Ortiz

CI: 1722639562



Edison Xavier Campaña Ramírez

CI: 1721909594

Declaratoria de coautoría del docente tutor.

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollando el trabajo de titulación, “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE SECADO PARA TUBERÍAS PINTADAS EN ACERO NEGRO A-53 Y COBRE ASTM B88, UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR Y UN SISTEMA AUXILIAR DE GLP”, realizado por: Edison Xavier Campaña Ramírez, con CI: 1721909594 y Luis Enrique Herrera Ortiz, con CI: 1722639562, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.



Ing. Washington Salvatore Reina Guzmán
CI: 1712766904

Quito, 14 de Julio del 2016

Señores

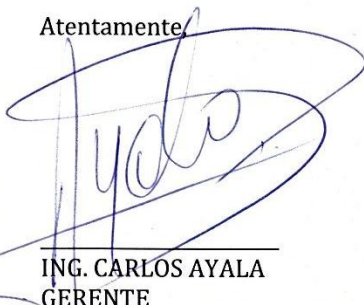
Universidad Politécnica Salesiana

Campus Kennedy

Presente.-

En calidad de Gerente General de la empresa INCOAYAM, Ingeniería y construcciones Ayala Mosquera, autorizo el uso de imágenes, tomadas en la empresa para el proyecto de titulación realizado por los señores: Xavier Campaña y Luis Herrera.

Atentamente,

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Ayala', is written over a horizontal line.

ING. CARLOS AYALA
GERENTE
C.I.170777261-0

ÍNDICE

Introducción.	1
Objetivo general:	2
Objetivos específicos:	2
Capítulo 1	3
1. Marco teórico	3
1.1 Descripción del proceso de secado.	3
1.2 Descripción de la pintura.	6
1.3 Cámaras de secado	7
1.4 Sistema auxiliar de GLP.....	10
1.5 Energía solar.....	10
1.5.1 Radiación solar.....	11
1.5.2 Constante solar	13
1.5.3 Definiciones generales	13
1.5.4 Factores que afectan en el aprovechamiento del potencial de la energía térmica solar	16
1.5.4.1 Coordenadas solares.....	16
1.5.4.2 Estimación de sombras.....	19
Capítulo 2	21
2. Estudio de alternativas	21
2.1 Cámara de secado según el tipo de estructura.....	21
2.1.1 Cámara de secado en mampostería.	21

2.1.2	Cámara de secado en lámina de zinc con planchas de poliuretano.....	22
2.2	Cámara de secado según la fuente de calor.....	23
2.2.1	Captadores planos estándar	23
2.2.2	Captadores de tubos de vacío.	24
2.2.3	Infrarroja.	26
2.2.4	Gas licuado o natural.....	26
2.3	En función del sistema de impulsión.	27
2.3.1	Tipos de ventiladores.	27
2.3.2	Ventiladores radiales.....	27
2.4	Selección de la cámara de secado.	28
Capítulo 3.....		30
3.	Cálculos.....	30
3.1	Cámara de secado.....	30
3.1.1	Estudio de las paredes.	34
3.1.2	Estudio del techo.	36
3.1.3	Estudio del piso.	37
3.1.4	Estudio de la puerta.	38
3.1.5	Cuadro de resumen de la transferencia de calor en la cámara.	39
3.2	Panel solar	40
3.3	Consumo energético de la cámara.....	42
3.4	Sistema auxiliar de GLP.....	45
3.4.1	Selección del caldero para el sistema auxiliar de GLP	46
3.4.2	Consumo energético del sistema auxiliar.....	46
3.5	Intercambiador de calor.....	47

3.6	Elección del ventilador.....	57
3.6.1	Dimensionamiento del ventilador	57
Capítulo 4		59
4.	Simulación	59
4.1	Diagrama de flujo.....	59
4.2	Modelo matemático.....	60
4.3	Modelo matemático teórico.....	65
4.4	Datos obtenidos de software CFD Autodesk	66
4.4.1	Comportamiento en el ambiente de la cámara	66
4.4.1.1	Valores para materiales, características, condiciones de frontera y condiciones iniciales ingresados al software de simulación CFD.	66
4.4.1.2	Configuración de condiciones para resolver la simulación en el ambiente de la cámara de secado, en el software CFD	69
4.4.1.3	Balance de energías.....	71
4.4.1.4	Balance de masa	71
4.4.1.5	Análisis y resultados	72
Capítulo 5		81
5.	Análisis de costos	81
5.1	Generalidades	81
5.2	Comprobación del funcionamiento de la cámara de secado	81
5.3	Análisis de la necesidad de construir la cámara de secado de tuberías.....	81
5.4	Análisis de Costos	81
5.4.1	Costos Directos	81

5.4.2	Costos Indirectos	82
5.4.3	Costo Total	83
5.4.4	Flujo de caja	83
5.4.5	Tasa de Descuento.....	84
5.4.6	Valor Actual Neto (VAN).....	85
5.4.7	Tasa Interna de Rendimiento (TIR)	85
5.4.8	Razón Costo-Beneficio	86
5.4.9	Indicadores del Proyecto	86
Conclusiones		87
Recomendaciones		89
Lista de referencias		90
Anexos		93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Radiación media diaria mensual en la ciudad de Quito.	13
Tabla 2. Valores de conductividad y conductancia térmica.....	21
Tabla 3. Valores de conductividad y conductancia térmica.....	22
Tabla 4. Dimensiones de las tuberías a las que aplica la cámara.	30
Tabla 5. Cuadro de resumen de la potencia necesaria en la cámara.	39
Tabla 6. Factor de corrección de la radiación solar para un ángulo de 5° de inclinación.	40
Tabla 7. Cuadro de resumen de la cantidad de paneles solares para la potencia necesaria en la cámara.....	42
Tabla 8. Temperatura mensual promedio para Quito e los últimos 22 años.....	43
Tabla 9. Consumo energético en kW.	44
Tabla 10. Cuadro de resumen de la selección y consumo del sistema auxiliar de GLP.	47
Tabla 11. Dimensiones de la tubería $\frac{3}{4}$ Cu.	48
Tabla 12. Tabla de las propiedades del aire a 18 °C.....	53
Tabla 13. Cuadro de resumen del cálculo del intercambiador de calor.	57
Tabla 14. Cuadro de materiales asignados en la simulación del ambiente de la cámara.	67
Tabla 15. Cuadro de condiciones de frontera asignados en la simulación del ambiente de la cámara.....	68
Tabla 16. Cuadro de condiciones de iniciales asignadas en la simulación del ambiente de la cámara.	68
Tabla 17. Cuadro de configuración del mallado automático en la simulación del ambiente de la cámara.	69

Tabla 18. Cuadro de configuración del mallado mejorado en la simulación del ambiente de la cámara.....	69
Tabla 19. Cuadro de configuración del solve para la resolución de la simulación del ambiente de la cámara.....	70
Tabla 20. Cuadro de balance de energías de la simulación del ambiente de la cámara.....	71
Tabla 21. Cuadro de balance de masas de la simulación del ambiente de la cámara.....	71
Tabla 22. Cuadro de convergencia para obtener el resultado de la simulación del ambiente de la cámara.....	72
Tabla 23. Cuadro de resultados a la entrada y salida del intercambiador de la simulación del ambiente de la cámara.	73
Tabla 24. Cuadro de resultados a la entrada y salida del intercambiador de la simulación del ambiente de la cámara.	74
Tabla 25. Cuadro de resumen de los esfuerzos del fluido en las paredes en la simulación del ambiente de la cámara.	74
Tabla 26. Costos Directos	82
Tabla 27. Costos Indirectos.....	83
Tabla 28. Costo Total.....	83
Tabla 29. Flujo de caja	84
Tabla 30. Indicadores del Proyecto	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Limpieza mediante cepillo circular (tubería de acero negro).	4
Figura 2. Lijado de Tubería.....	5
Figura 3. Colocación de la tubería sobre los separadores / pintura de tubería de Cu. .	5
Figura 4. Secado de la tubería Cu. Expuesta a condiciones ambientales.....	6
Figura 5. Flujo de aire vertical.	8
Figura 6. Flujo de aire semivertical.....	9
Figura 7. Flujo de aire horizontal.....	10
Figura 8. Distribución en longitud de onda del espectro de radiación electromagnética.	12
Figura 9. Radiación solar directa y difusa en la superficie terrestre.	14
Figura 10. Posición trigonométrica del Sol.....	18
Figura 11. Ángulos significativos del captador.	19
Figura 12. Distancia de la sombra proyectada por un obstáculo.....	20
Figura 13. Captadores Planos.....	24
Figura 14. Captadores de tubo de vacío.	25
Figura 15. Ventilador radial	27
Figura 16. Ventilador axial.	28
Figura 17. Cámara de secado en 3D.....	31
Figura 18. Dimensiones de la pared principal de la cámara.	34
Figura 19. Lamina de zinc + plancha de poliuretano + lamina de zinc indica las pérdidas de calor en base a la ecuación (3.2).	35
Figura 20. Dimensiones del techo de la cámara.....	36
Figura 21. Lamina de zinc + lana de vidrio + plancha de poliuretano.....	37
Figura 22. Las pérdidas de calor para el concreto ocupando la ecuación (3.2).	38

Figura 23. Consumo energético en kWh de la cámara de secado para una temperatura de 50 °C.....	44
Figura 24. Demanda vs Cobertura solar para la energía requerida en la cámara de secado.....	45
Figura 25. Temperaturas de flujo cruzado.	52
Figura 26. Diagrama de flujo del proceso se secado de tuberías pintadas en la cámara.	59
Figura 27. Modelo matemático teórico para proceso se secado de tuberías pintadas en la cámara.	65
Figura 28. Representación del volumen de aire a calentarse en la cámara y entrada al intercambiador de calor.....	66
Figura 29. Representación gráfica del mallado en el ambiente de la cámara de secado.....	70
Figura 30. Visualización del exterior de la tubería en el punto de equilibrio de temperatura.....	72
Figura 31. Temperatura al inicio del proceso.....	75
Figura 32. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 4/100 interacciones.....	75
Figura 33. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 20/100 interacciones.....	76
Figura 34. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 40/100 interacciones.....	77
Figura 35. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 60/100 interacciones.....	78

Figura 36. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 80/100 interacciones.....	78
Figura 37. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 100/100 interacciones. Final del proceso de simulación.....	79
Figura 38. Temperatura vs Distancia a la entrada de intercambiador.....	79

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Características de las pinturas utilizadas en el proceso de pintado de tuberías.	93
Anexo 2 Hoja en Excel, para el cálculo de energía necesaria en la cámara	96
Anexo 3 Ficha técnica calentadores solares térmicos	97
Anexo 4 Hoja en Excel, para el cálculo de los paneles solares.....	101
Anexo 5 Ficha técnica calefón Bosh 6 l.....	102
Anexo 6 Tablas de propiedades para la espuma de poliuretano.	103
Anexo 7 Tablas de propiedades para la tubería de cobre.....	105
Anexo 8 Tablas de propiedades del zinc.....	107
Anexo 9 Tablas de propiedades del aire.	108
Anexo 10 Tablas de propiedades del agua.	109
Anexo 11 Factor de corrección, F, para un cambiador de calor con dos pasos de carcasa y un múltiplo de dos pasos de tubos.....	110
Anexo 12 Hoja en Excel, cálculos intercambiador de calor	111
Anexo 13 Características ventilador axial Montero.....	112
Anexo 14 Valores respectivos de conductancia h.....	113

Resumen.

La empresa requiere que las tuberías metálicas que utiliza, tengan una capa de pintura para satisfacer los requerimientos que en cuanto a señalización deben tener estas. La empresa ha venido realizando el pintado manual de las tuberías y el secado al medio ambiente. Con el propósito de reducir el tiempo de secado, nace la necesidad de modificar el proceso del mismo, por esta razón se ha propuesto el diseño y simulación de la cámara de secado para tuberías pintadas.

El sistema se fundamenta en la transferencia de calor a través de un banco de tuberías con flujo cruzado agua-aire. La cámara se ha diseñado con un volumen de 60m^3 , el aire interior se distribuye en las estanterías de las tuberías pintadas impulsado por dos ventiladores axiales de 120 CFM cada uno. Para efecto de calentamiento solar se definió una área de 8m^2 de captación con colectores de placa plana (cada uno con una área de 2m^2) y para el sistema auxiliar se diseñó con un calefón de 6 litros. La temperatura del agua en el sistema debe estar entre $60\text{-}90^\circ\text{C}$.

Esta simulación se la realizo con un paquete de simulación (CFD Simulation-Autodesk) que confirma los parámetros de diseño.

La energía total del sistema diseñado (solar y GLP) cubre la demanda requerida en el interior de la cámara que es de 3kW por hora.

Palabras claves: medio ambiente, transferencia de calor, flujo cruzado, colectores solares, temperatura.

Abstract.

All metallic pipes which company uses must have a coating for achieve color codes requirement. The company is used to doing this process with workmanship and dry process is for natural environment. With purpose of improve the drying time company needs to change this process, so we propose the design and simulation of a drying device for painted pipes.

The operating system is based on the Heat Transfer theory. The pipes are arranged over a support with cross flow air-water. The chamber has been designed with a volume of 60 m³. The inside air is distributed through the shelves of painted pipes where it is driven for two axial fans of 120 CFM.

A catchment area of 8m² was defined for plane plate solar collectors (4 units). The auxiliary heating system is designed with a tankless heater of 6 liters. The water temperature in the system shall be 60-90 Celsius degrees.

This simulation was made with a cfd software (CFD Simulation-Autodesk) wich confirms all design factors.

System's total energy (solar and gas) satisfies the required demand in the indoor of the chamber and it is 3kW/h.

Keywords: environment, heat transfer, crossflow, solar collectors, temperature

Introducción.

Este proyecto parte de la necesidad de la empresa de optimizar el proceso de secado de la pintura en las tuberías, de acero negro y cobre. El proceso de secado empieza cuando se ha concluido la parte de pintura sobre las tuberías y se expone al medio ambiente, donde los rayos del sol inciden sobre ella y de esta manera lograr el secado de la pintura. Pero al momento de exponer al medio ambiente intervienen diferentes factores que de alguna manera prolongan el tiempo de secado, ya sea el polvo del ambiente, el viento, la falta de luz solar y en algunas ocasiones la lluvia.

Debido a estos aspectos, se presenta el diseño de una cámara de secado, que disminuye los tiempos en el secado y garantiza una mejor calidad en la superficie de la pintura después que esta se encuentre seca.

Esta cámara funcionara mediante energía solar, con colectores solares térmicos, que transformaran los rayos solares a calor, además funcionara con un sistema de calentamiento de agua (calefón).

Para el diseño de la cámara se emplea el volumen a ocupar, ya que en el interior estará el intercambiador que transmitirá el calor convectivo al ambiente por medio de dos ventiladores axiales. Además, el material de las paredes no permitirá que exista muchas pérdidas de calor, es por ello que se empleó paneles de poliuretano con láminas de zinc, en un modelo tipo *sándwich*.

Todo este proceso se simulará en el software CFD-Autodesk, en donde nos indicará en forma visual el comportamiento de la temperatura que se generará en el interior de cámara, en función del tiempo.

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar y simular una cámara de secado para tuberías pintadas en acero negro A-53 y cobre ASTM B88, utilizando energía solar y un sistema auxiliar de GLP

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Diseñar una cámara de secado a base de energía solar que proporcione un menor tiempo de secado en las tuberías pintadas.
- Seleccionar los paneles solares y su componente para el desarrollo de los cálculos de la cámara de secado.
- Determinar el sistema auxiliar con GLP para el secado de la pintura en las tuberías.
- Analizar económicamente la factibilidad de la construcción de la cámara.

Capítulo 1

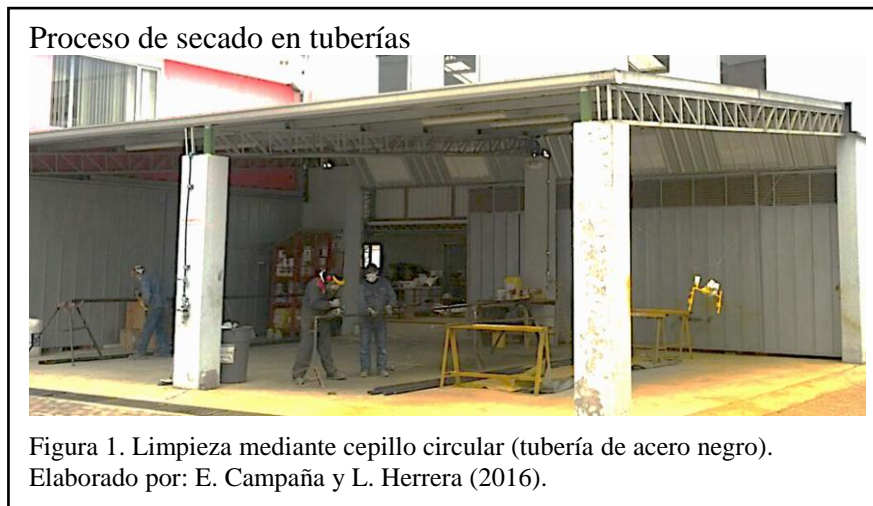
1. Marco teórico

1.1 Descripción del proceso de secado.

Debido a las diferentes aplicaciones que tienen en la instalación de tuberías en acero negro A-53 y cobre B-88, la empresa ubicada en el sector de Carcelén industrial y dedicada a la instalación de redes de gas al sector inmobiliario, ha visto la necesidad de diferenciar estas tuberías acorde a la finalidad que tiene cada una de ellas.

El método de diferenciación es por medio de pintura, la pintura blanca es para las tuberías en acero negro y la pintura amarilla para tubería en cobre. Este proceso de pintado se lo efectúa en forma convencional, cuyo procedimiento se lo realiza en un lugar fuera de la planta industrial.

El procedimiento de pintado es distinto, tanto para la tubería de acero negro como para la tubería de cobre, puesto que, a la tubería de acero negro se realiza un proceso previo para la pintura y consiste en pasar la tubería por un *sand blast* de grava de polvo, o realizar un pulido con gratas acopladas en amoladoras para quitar las escamas de laminación y óxido suelto.



En la figura 1, se muestra un proceso de limpieza en tubería de acero negro mediante gratas para eliminar partículas corrosivas.

Terminado este proceso, se limpia para retirar residuos de polvo con un trapo o franela, humedecida con thiñer. La tubería se coloca sobre unos apoyos para distribuir las y dejar un espacio en donde pueda cubrir en su totalidad la pintura. Esta es: *pintura antiox conver blanco brillante 900 bc*.

Concluido el proceso de pintura, se deja expuesta a condiciones ambientales en la cual intervienen los factores tanto de luz solar como la brisa de aire para su secado.

El proceso de pintura para la tubería de cobre es casi similar a la tubería de acero negro, ya que varía en su limpieza antes de aplicar la pintura, a esta tubería se realiza un lijado de la zona a ser pintada y después se pasa un paño humedecido con thiñer y después se procede a pintar la tubería. La pintura amarilla de igual forma es: *antiox conver amarillo brillante 900 bc*. Descripción técnica de las pinturas en anexo 1.

De igual forma se realiza el proceso de secado exponiendo la tubería a condiciones ambientales.

Proceso de secado en tuberías



Figura 2. Lijado de Tubería.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la figura 2, se observa el proceso de lijado que se realiza en forma manual en la tubería de cobre con su respectiva limpieza con un paño humedecido en thiñer.

Proceso de secado en tuberías



Figura 3. Colocación de la tubería sobre los separadores / pintura de tubería de Cu.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Proceso de secado en tuberías



Figura 4. Secado de la tubería Cu. Expuesta a condiciones ambientales.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Concluido el proceso de limpieza de la tubería mostrada en la figura 2, se procede a pintar con el color amarillo (figura 3), que caracteriza a la tubería de cobre, exponiendo de esta manera al ambiente para su correspondiente secado (figura 4).

Este proceso de secado mostrado en la figura 4, es muy complicado para las dos tuberías, ya que depende de varios factores ambientales que afectan a la pintura al momento de su secado, el viento ayuda, pero disipa polvo que se pega en la superficie de la pintura, la lluvia hace que la pintura se humedezca y demore el proceso de secado o en ocasiones hace que se chorree la pintura.

1.2 Descripción de la pintura.

La pintura para la tubería de acero negro es antiox conver blanco brillante 900 bc y para la tubería de cobre es antiox conver amarilla brillante 900 bc, cuya característica es de crear una película protectora en la superficie para evitar corrosiones e impurezas.

Su elaboración es a base de resinas sintéticas libres de plomo, cromo y/o metales

pesados, además se encuentra formulado con pigmentos inhibidores de corrosión no tóxicos. Estos pigmentos inhibidores crean una gran resistencia a la corrosión ocasionada por los agentes atmosféricos, incluye anticorrosivos especiales orgánicos que transforman las áreas con óxido firmemente en un compuesto *estable* impidiendo la formación de una nueva capa micro cristalina y suprimiendo el avance del óxido, proporcionando recubrimientos de características excepcionales para la protección de metales ferrosos y una excelente base para ser recubierta con esmaltes sintéticos.

Ventajas.

- Es muy resistente al óxido y agentes corrosivos.
- Transforma al óxido en un compuesto estable, evitando un avance progresivo.
- Tiene además una gran resistencia a los ambientes salinos.
- Su rendimiento es de 11 m²/litro a un espesor de 1,0μ.

1.3 Cámaras de secado

Existen varios tipos de cámaras de secado que dependerán de su aplicación y de la tecnología para el aporte de calor a su interior. Estas tecnologías pueden ser: secado por radio frecuencia, solar, al vacío, deshumidificación, altas o bajas temperaturas, con o sin circulación de aire forzado, convencional, radiaciones de ultrasonido, infrarrojo, microondas, etc.

Las cámaras de secado se clasifican según:

- Temperatura
 - Baja (hasta los 45 °C)

Consiste en circular aire caliente por medio de ventiladores, la ventaja sobre el secado natural es que disminuye hasta cinco veces el tiempo

de secado que se requeriría al aire libre (Mora R.).

- Normal (45 – 90 °C)

Consiste en el diseño de cámaras u hornos controlados por un programa de secado pre-establecido, puede tener diferentes fuentes de calentamiento y permite el control de condiciones climáticas (Mora R.).

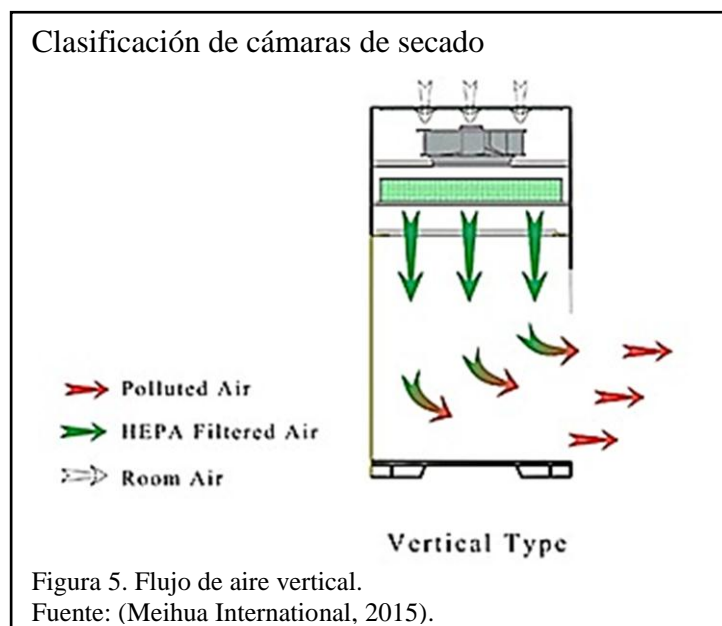
- Altas (mayores a 100 °C)

Consiste en el diseño de instalaciones especiales con metales anticorrosivos (aluminio puro) y mayor capacidad de ventiladores que contengan mayor eficiencia térmica (Mora R.).

- Flujo del aire

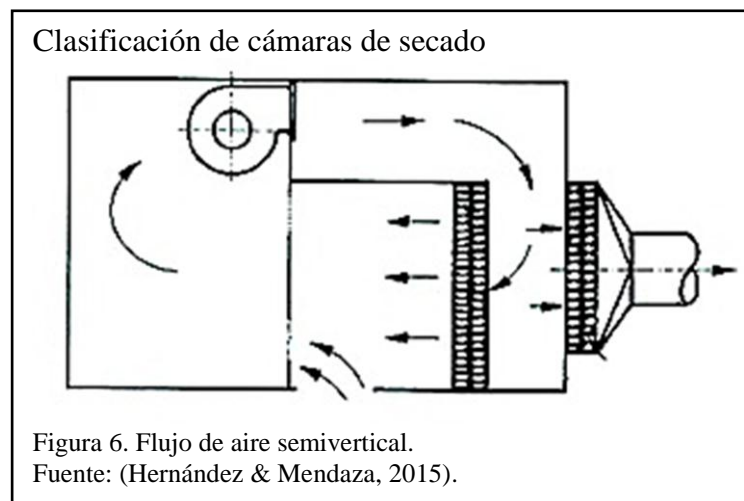
- Vertical

Se define a las cabinas cuya corriente de aire circula desde el techo hacia el suelo de la cabina, en sentido vertical, saliendo hacia el exterior mediante espacios abiertos diseñados así expresamente para dicha función (Pérez Chávez, 2006), como se muestra en la figura 5.



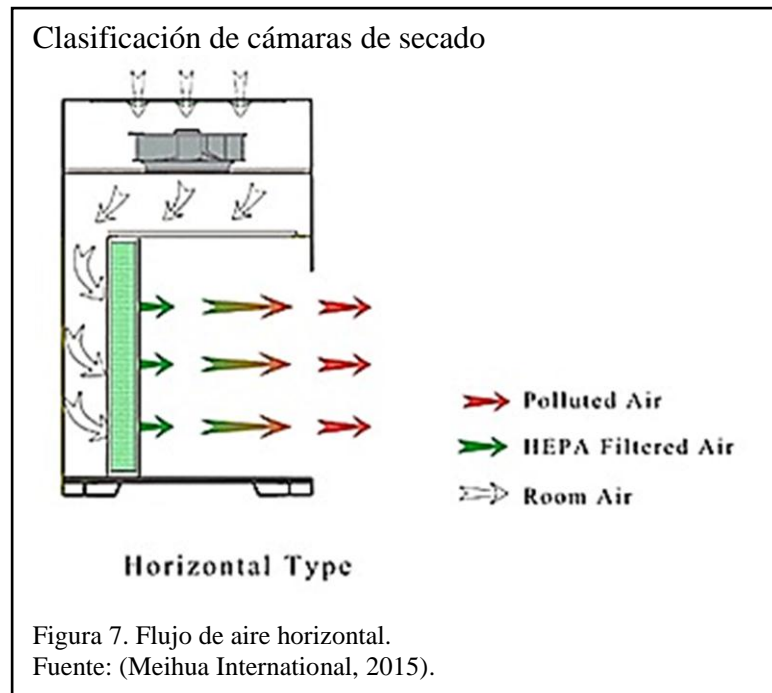
- Semivertical

Esta se caracteriza porque la corriente de aire baja desde un restringido techo filtrante, colocado en una extremidad en la instalación y sale al exterior a través de adecuadas aberturas ubicadas estratégicamente en la zona inferior de la pared opuesta al techo filtrante (Pérez Chávez, 2006, p. 13), como se observa en la figura 6.



- Horizontal

Es aquella cuya corriente de aire es horizontal al suelo, entrando el aire generalmente a través de marcos filtrantes, colocados en la estructura de las puertas y saliendo a través de otros marcos también filtrantes ubicados estratégicamente en la pared opuesta (Pérez Chávez, 2006), como se ilustra en la figura 7.



1.4 Sistema auxiliar de GLP.

Todo sistema que utilice como fuente la energía renovable debería tener un sistema auxiliar que utilice una fuente de energía convencional, debido a que las energías alternativas no son constantes en la generación de energía y potencia; sin perder el principio de respeto al medio ambiente.

El gas licuado de petróleo (GLP) es uno de los combustibles más limpios de fácil adaptación para la transportación y almacenamiento, en los diferentes sectores, ya sea en aplicaciones domesticas como industriales.

El butano comercial más conocido en Ecuador como GLP tiene una mezcla del 60 % butano y 40 % propano y su poder calorífico es de 47200 Btu/kg (Manjarres Cordova & Pacheco Chavez, 2008). El cual garantiza una respuesta rápida a la temperatura y en el momento deseado.

1.5 Energía solar

En la transmisión de calor por conducción y convección requiere que se

encuentre presente la materia o un agente conductor que sirva de transporte a fin de que ocurra el proceso de transmisión de calor. En la energía solar no se requiere la acción de un intermediario ya que una superficie transmitirá la energía generada por radiación (Karlekar & Desmond, 1995).

La energía emitida es:

Debido a que la radiación electromagnética que se emite por el simple hecho de contar con una temperatura determinada en una superficie, en consecuencia, su naturaleza es del mismo tipo que la de los rayos X, la luz visible y las ondas de radio. El rasgo característico de la radiación térmica es que tiene una longitud de onda entre 0,1 y 100 micrómetros ($1\mu\text{m} = 10^{-6}$ metros) (Karlekar & Desmond, 1995, p. 319).

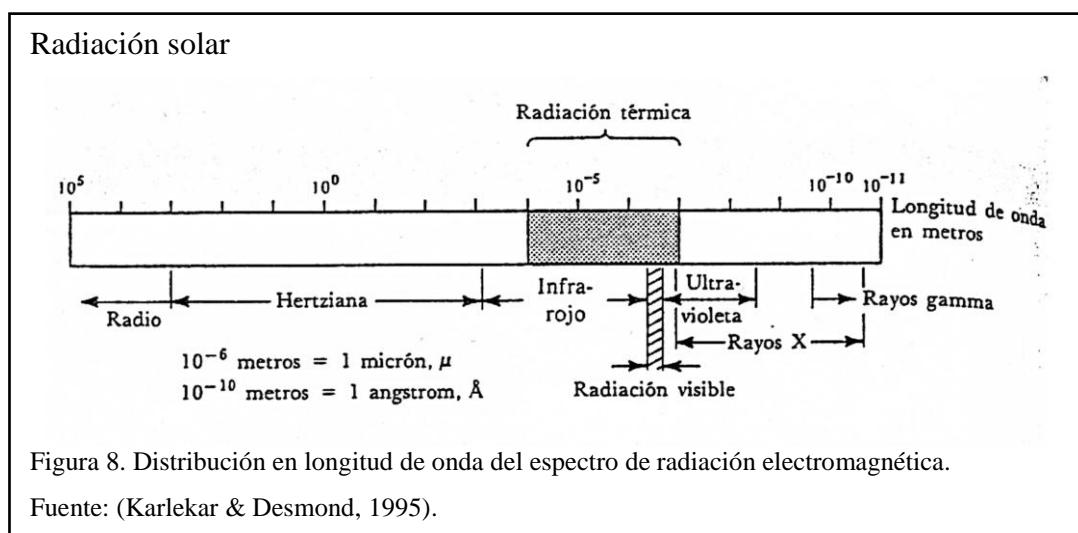
La energía solar es la energía radiante proveniente del sol con un diámetro estimado de 1390000 km y una masa 330000 veces superior al de la tierra a una distancia de 150 millones de kilómetros, la cual llega a la superficie de la tierra en forma de rayos infrarrojos, de luz visible y ultravioleta (Duffie & Beckman, 2013).

1.5.1 Radiación solar.

La radiación es un proceso de transmisión de ondas electromagnéticas o partículas a través del espacio o de algún medio, se producen directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones. Todas las formas de radiación son producidas por cargas aceleradas. Diferente a los casos de convección y conducción, las ondas electromagnéticas no necesitan un medio material para propagarse (Cengel & Ghajar, 2011).

Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la tierra desde el sol, las estrellas. La longitud de onda (λ) y la frecuencia (ν) de las ondas electromagnéticas, relacionadas mediante la expresión $\lambda\nu = c$, son importantes para determinar su energía, su visibilidad, su poder de penetración y otras características. Independientemente de su frecuencia y longitud de onda, todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío a una velocidad $c = 299792 \text{ km/s}$ (Cengel & Ghajar, 2011).

En la figura 8, se muestra la distribución de longitud de onda del espectro de radiación.



La constante solar se estima en 1368 W sobre cada metro cuadrado del perfil circular del planeta de cara al sol (Glynn & Gary, 1999).

La radiación solar se asemeja a la de un cuerpo negro cercano. La intensidad máxima se presenta cerca de una longitud de onda de 500 nm, con la mayor parte de la energía comprendida en el intervalo entre 200 y 5000 nm. Por tanto, la radiación es un conjunto de rayos luminosos conformado por radiación de onda corta (200-400 nm) denominada ultravioleta y radiación de onda larga denominada infrarroja. El ojo

humano percibe la luz de 400 a 700 nm, aproximadamente, que se conoce como espectro de luz visible (Glynn & Gary, 1999).

Tabla 1.
Radiación media diaria mensual en la ciudad de Quito.

RADIACIÓN GLOBAL MEDIA												
Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Radiación (kWh/m día)	4,95	4,95	4,95	4,80	4,80	4,80	5,10	5,40	5,40	5,10	5,25	5,25

Adaptado de: (Conelec, 2008).

En la tabla 1, se observan valores promedios de radiación solar para la capital ecuatoriana, estos valores inciden en el cálculo para el colector solar.

1.5.2 Constante solar

La constante solar G_{sc} es la energía del sol por unidad de tiempo recibido en una unidad de área de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a media distancia tierra-sol fuera de la atmósfera. $G_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$ con un error de $\pm 1.5\%$ (Duffie & Beckman, 2013).

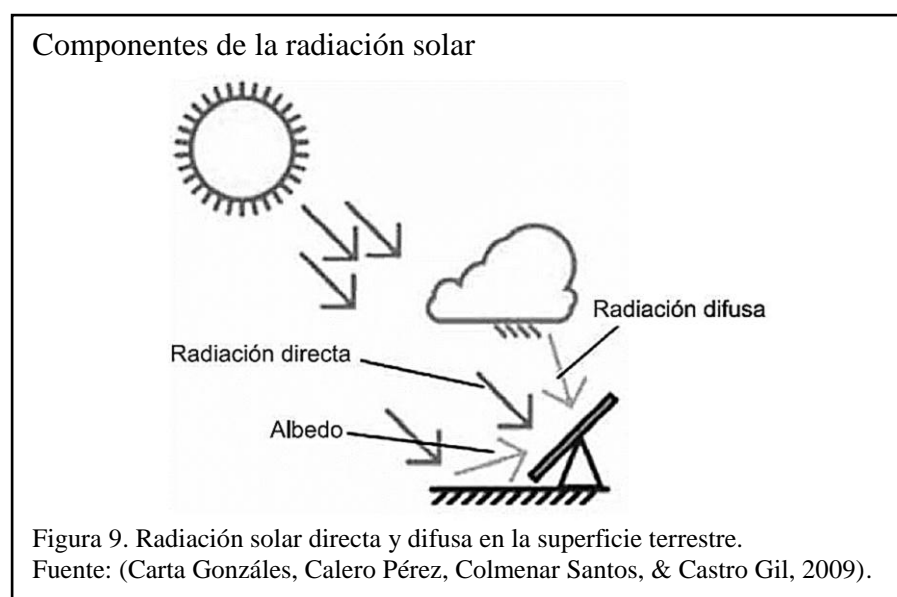
1.5.3 Definiciones generales

A continuación, se describen algunas definiciones generales en el estudio de la radiación solar.

- Radiación Directa. La radiación solar que llega al suelo sin sufrir ningún tipo de dispersión en la atmósfera se denomina radiación directa, esta puede ser concentrada por un sistema óptico en una imagen del disco solar. En un día despejado, casi toda la radiación proveniente del sol es directa (Duffie &

Beckman, 2013), como se muestra en la figura 9.

- Radiación Difusa. El componente de la radiación solar que ha sido dispersado por la atmósfera, es decir, que no posee una dirección definida, se denomina radiación difusa (Figura 9). Un colector focal no puede concentrar la radiación difusa, pero un colector solar plano capta tanto la radiación directa como la difusa (Duffie & Beckman, 2013).



- Radiación Solar Total. Es la suma de la radiación solar directa y difusa. La radiación total sobre una superficie horizontal se conoce usualmente como radiación global (Duffie & Beckman, 2013).
- Irradiancia Solar, (W/m²). Es la potencia por unidad de área con la que incide la radiación solar sobre una superficie, su símbolo es G (Duffie & Beckman, 2013).
- Irradiación, (J/m²). Es la energía incidente por unidad de área, se la encuentra al integrar la irradiancia en un periodo de tiempo determinado, comúnmente una hora o un día (Duffie & Beckman, 2013).
- Insolación. Es un término utilizado para indicar la irradiación de energía solar

sobre superficies de cualquier orientación, su símbolo es H para un periodo de un día e I para un tiempo de una hora u otro periodo específico (Duffie & Beckman, 2013).

- Hora solar. Es la hora basada en el movimiento del sol a lo largo del cielo, el mediodía solar se presenta cuando el sol cruza el meridiano del observador. La hora solar, que no coincide con la hora estándar del reloj, se utiliza en todas las relaciones angulares entre el sol y la tierra. La hora convencional se puede transformar en hora solar con la ayuda de dos correcciones. La primera, una corrección constante para la diferencia de longitud entre el meridiano del observador y el meridiano en el que está basada la hora local estándar. La segunda se efectúa con la ecuación de la hora, esta toma en cuenta las irregularidades en la rotación de la tierra, las cuales afectan el momento en que el sol cruza el meridiano del observador (Duffie & Beckman, 2013).

Según Duffie & Beckman (2013) la diferencia en minutos entre la hora solar y la hora convencional se expresa como:

$$\text{Hora solar} - \text{Hora estándar} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (1.1)$$

Donde L_{st} es el meridiano estándar para la zona horaria local y L_{loc} la longitud del sitio en análisis, esta última se mide en grados oeste ($0^\circ < L < 360^\circ$). El parámetro E es la ecuación de la hora en minutos y está dada por:

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (1.2)$$

$$B = (n - 1) + \frac{360}{365} \quad (1.3)$$

Donde n es el día de año, $1 \leq n \leq 365$ (p. 11).

1.5.4 Factores que afectan en el aprovechamiento del potencial de la energía térmica solar

Carta Gonzáles (2009) menciona que la distribución de la energía solar que llega a la tierra no es uniforme. En la caracterización de la radiación solar incidente en la tierra, con el objeto de estimar el potencial solar, intervienen diversos factores. Entre estos factores pueden señalarse:

- Las condiciones climatológicas, que influyen en el grado de nubosidad, la turbidez atmosférica, viento predominante, etc.
- Época del año.
- La latitud del lugar.
- Orientación de la superficie receptora (p. 154).

1.5.4.1 Coordenadas solares

Para poder localizar correctamente la posición del sol con respecto de un observador situado en la tierra, se va a suponer, que es el sol el que se mueve alrededor de la tierra (Figura 10) (Carta Gonzáles, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009).

Para situar una instalación solar correctamente es necesario conocer los ángulos más importantes de posición del sol y de los captadores. Para poder manejarse en este apartado se mencionan a continuación unas definiciones necesarias para ubicar correctamente las coordenadas, que luego se utilizarán:

Ángulo acimutal o acimut (ψ, A): Es el ángulo formado por la proyección sobre la superficie horizontal del lugar, de la recta sol-tierra, con respecto a la recta norte-sur terrestre. En el hemisferio norte se mide hacia el sur y es positivo hacia el oeste, siendo todo lo contrario para el hemisferio sur.

Ángulo cenital o distancia cenital (θ_z, θ): Es el ángulo que forma la línea sol-tierra con la vertical del lugar, su complementario es la altura solar (α, h).

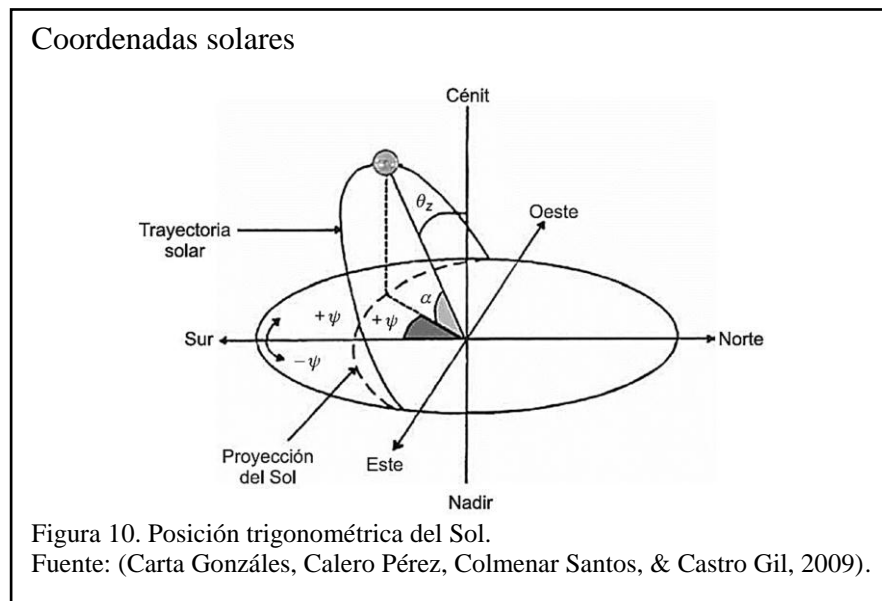
Altura solar (α, h): Es el ángulo formado por la recta sol-tierra respecto al plano que contiene a la superficie del lugar. La altura se establece por tanto si se traza un cuarto de círculo entre el cenit y el punto de salida del sol y pasando por éste.

Ángulo de inclinación de la superficie captadora (β): Definido como el ángulo que forma el plano que contiene a la superficie captadora con el plano horizontal. En la Figura 11 se pueden ver con facilidad algunos de los términos que definen la posición de la superficie captadora:

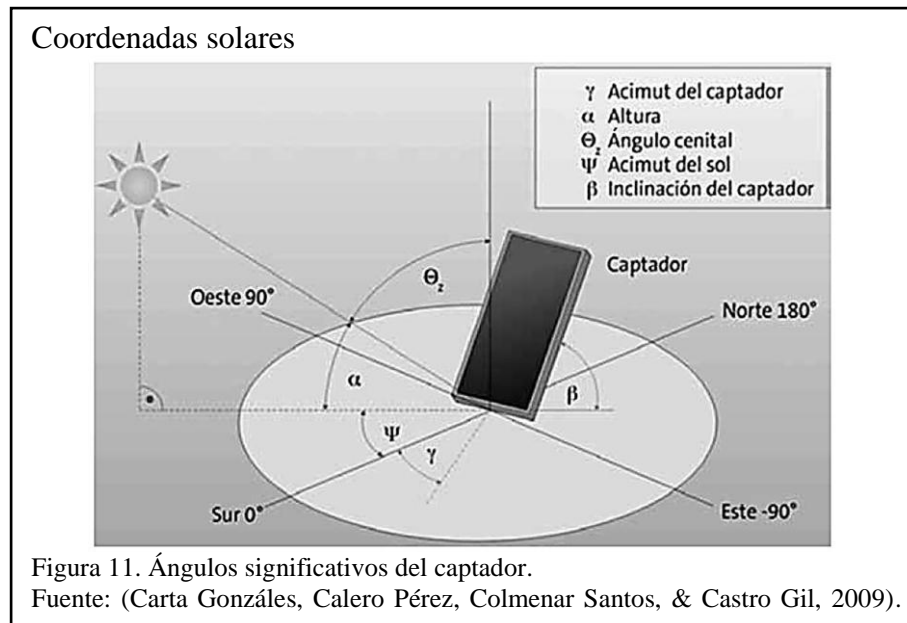
- Acimut del panel (γ): ángulo de desviación del plano que contiene a la superficie captadora con respecto a la recta norte-sur terrestre. Sigue las mismas reglas que para al ángulo acimutal.
- Cénit: punto del hemisferio celeste superior al horizonte, corresponde al punto de la vertical del observador en la

superficie.

- Nadir: punto opuesto de la esfera celeste al cénit. Si se une el punto sur del lugar de observación con el cénit se obtiene el meridiano celeste (Figura 11) (Carta Gonzáles, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009, pp. 158-159).



En la figura 10, se observan los ángulos del sol respecto a la tierra estos son: acimutal, cenital y la altura solar.



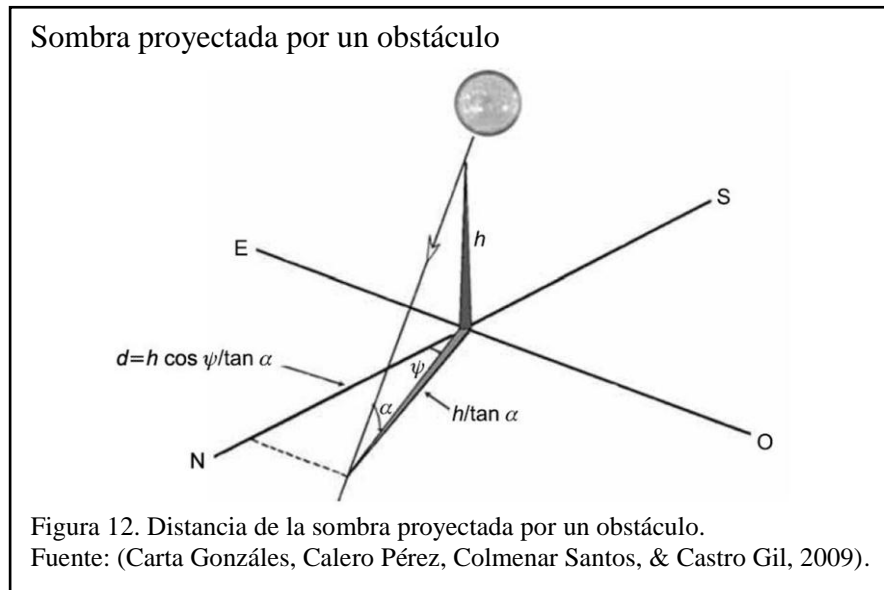
En la figura 11, se representa gráficamente los ángulos de inclinación de un captador solar respecto a la horizontal los cuales son: acimut cenit y nadir.

1.5.4.2 Estimación de sombras

Uno de los problemas que se presenta a la hora de instalar un sistema de captación solar térmico o fotovoltaico es el de ubicar dicho sistema en un lugar en lo posible sin sombra alguna. Se debe tener en cuenta cualquier obstáculo que se interponga entre la radiación incidente, en cualquier día del año y la superficie captadora solar (Carta Gonzáles, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009).

Como ejemplo, si tenemos un objeto de altura (h) en un lugar de latitud (L), estando el sol en unas coordenadas geométricas dadas por su altura solar (a) y por su acimut (t) la longitud de la sombra (d) proyectada sobre la línea norte-sur (Figura 12), vendrá dada por la ecuación 1.4 (Carta Gonzáles, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009, p. 160).

$$d = h \frac{\cos t}{\tan a} \quad (1.4)$$



Según Carta Gonzáles (2009) se lista a continuación varios elementos que pueden proporcionar sombras debidas a la situación de la instalación:

- Edificios colindantes.
- Árboles.
- Tendidos o conducciones aéreas.
- Montañas.
- Sombras del propio edificio, chimeneas, pararrayos, antenas parabólicas, estructuras de tejado.

Capítulo 2

2. Estudio de alternativas

En la selección de la cámara de secado se analizarán diferentes alternativas, comparando aspectos como: pérdidas por transferencia de calor de los materiales que formen parte de la cámara, además del tipo de generación de energía de suministro hacia la cámara.

2.1 Cámara de secado según el tipo de estructura

Para este estudio se analiza el material en el cual será fabricado, ya que dependerá del coeficiente de transmisión de calor (k).

2.1.1 Cámara de secado en mampostería.

Usualmente en estas cámaras se construyen con paredes de ladrillo común en su interior y con doble pared de bloque en su exterior, ya que el coeficiente de transferencia de calor del bloque es menor al del ladrillo.

Los materiales que se usarían en esta opción de cámara de secado de mampostería serían los siguientes que se muestran en la tabla 2, con sus respectivos valores de conductividad y conductancia térmica.

Tabla 2.
Valores de conductividad y conductancia térmica.

Material	Espesor (m)	Conductividad (Btu/h pie F)	Conductancia térmica (c)
Enlucido de cemento	0,015	5	
Bloque hueco (4plg)	0,13		1,4
Espacio de aire tranquilo	0,05		1,65
Ladrillo común	0,14	5	
Enlucido de cemento	0,015	5	

Adaptado de: (Cengel & Ghajar, 2011).

2.1.2 Cámara de secado en lámina de zinc con planchas de poliuretano

Esta alternativa es la más accesible ya que sus materiales son de fácil construcción y montaje. Las láminas de zinc tienen una fácil conductividad térmica y ayudan a que la cámara de secado llegue a su temperatura óptima.

Las planchas de poliuretano ayudan para que el calor no se disipe al ambiente y no exista perdidas de calor por transferencia en el material.

Las ventajas de esta cámara son:

- Son de fácil traslado.
- Llegan a alcanzar la temperatura deseada en poco tiempo.
- Es de fácil montaje.

Tabla 3.
Valores de conductividad y conductancia térmica.

Material	Espesor (plg)	Conductividad (Btu/h pie ² °F)	Conductancia térmica (c)
Lamina de zinc	0,015	63,56
Plancha de poliuretano	2,362	0,014	

Adaptado de: (Cengel & Ghajar, 2011).

En la tabla 3, se observa que los valores de conductividad térmica de la plancha de poliuretano son muy bajos respecto a los materiales de una cámara de mampostería.

Las cámara de poliuretano más láminas de zinc son mucho más eficientes que las cámaras de mampostería, ya que no presenta pérdida de calor y de esta manera reducir el tiempo de calentamiento en el interior de la cámara.

2.2 Cámara de secado según la fuente de calor

2.2.1 Captadores planos estándar

Estos captadores están protegidos contra las pérdidas térmicas, por medio de un material de aislamiento, este material generalmente es de lana mineral y con una cubierta de vidrio transparente. En los captadores actuales se están optando por una cubierta transparente que se llama *vidrio solar*, está cubierta es de un contenido bajo en hierro, endurecido con una característica de alta transmitancia y de reflectancia baja (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

Para el marco del captador se suele usar aluminio y para la parte posterior se usan materiales de aislamiento térmico laminados con aluminio, telas asfálticas o láminas de aluminio (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

Estos captadores presentan diseños de tamaños pequeños que son de 2 m² y captadores grandes de 5 m² a 12 m². Debido al peso los captadores grandes la cubierta transparente se los coloca después de su instalación. El porcentaje de venta de estos captadores a nivel iberoamericano es del 95% para el sector inmobiliario (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

Captadores solares



Figura 13. Captadores Planos.

Fuente: (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

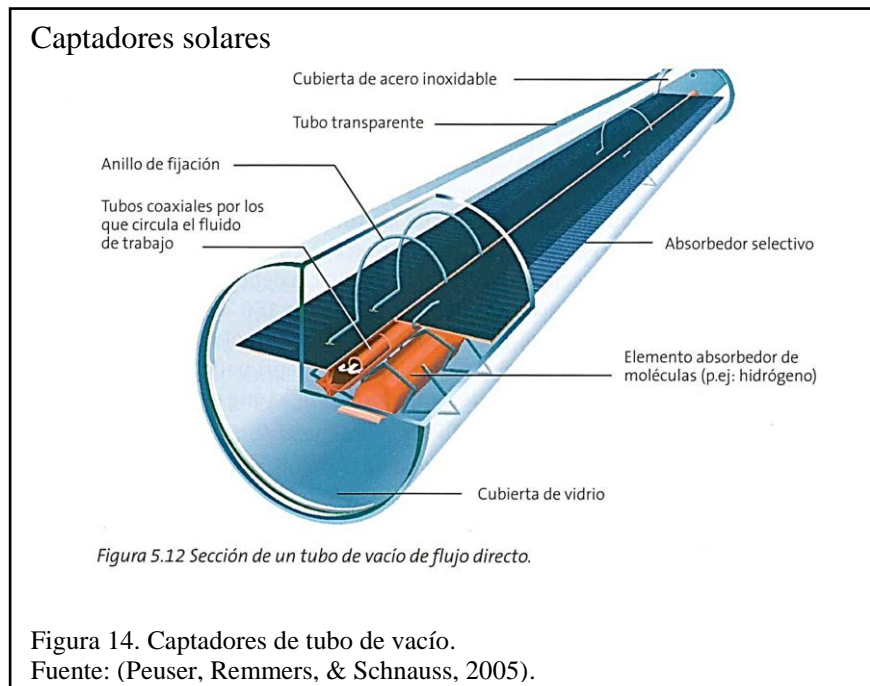
Se indica en la figura 13, el modelo de los colectores solares planos de 2m^2 que se encuentran instalados en el tejado de una casa convencional, con la inclinación descrita anteriormente.

2.2.2 Captadores de tubos de vacío.

Estos captadores son ideales para reducir las pérdidas térmicas por conducción y convección entre el absorbedor y la cubierta de vidrio, en los tubos de vacío se elimina el aire, de un modo semejante a como se hace entre las paredes de los termos convencionales. El vacío desempeña un papel fundamental para la disminución de las pérdidas de calor (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

Los captadores de vacío son capaces de alcanzar temperaturas considerablemente superiores en comparación a los captadores planos, la carga térmica sobre el aislamiento de las tuberías, el sensor de control del fluido puede resultar alta (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).

Los aislantes en las tuberías cercanas deben ser lo suficientemente resistentes para temperaturas por encima a los 150 grados Celsius. Para estos captadores solo se permite el empleo de un fluido de trabajo que haya sido aprobado explícitamente para el uso de estos captadores (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).



En la figura 14, se representa un captador solar de tubos al vacío con sus partes principales.

Según Peuser (2005) a continuación se listan algunas ventajas y desventajas de los captadores de tubos al vacío:

Ventajas:

- Alcanzan temperaturas de trabajo superiores a las de los captadores planos, de tal modo que pueden suministrar en sectores industriales y climatización con mayores rendimientos.
- Presentan una pérdida térmica inferior a los captadores planos.

Desventajas:

- La vaporización es mayor con respecto a los captadores planos, debido a sus altas temperaturas de generación.
- El rendimiento es muy alto que solo se puede ver reflejado en temperaturas superiores.

2.2.3 Infrarroja.

Ventajas según Powdertronic () de las cámaras de secado con tecnología infrarroja con fuente de calor:

- La principal ventaja del curado infrarrojo su capacidad de calentar directamente el sustrato. A diferencia de los hornos de convección que calientan aire que a su vez calentará la pintura.
- los hornos infrarrojos dirigen directamente la radiación hacia el sustrato logrando un calentamiento más rápido.

2.2.4 Gas licuado o natural.

Ventajas según Hornos Industriales Ltda (2016) de las cámaras de secado con gas licuado o natural como fuente de calor:

- Su temperatura de radiación es de 500 °C individualmente y sobre 600 °C en sistemas cerrados (hornos).
- Longitud de onda óptima para secado y fisuras en la pintura.
- No produce emisiones de NOx y sólo 9,5 partes por millón de CO generando 22000 Kcal por hora y por metro cuadrado.

2.3 En función del sistema de impulsión.

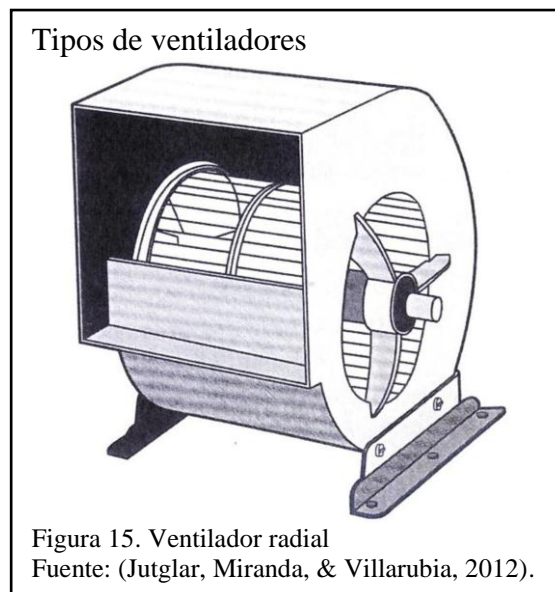
2.3.1 Tipos de ventiladores.

En los ventiladores al igual que las bombas, existen de dos tipos, los de forma axial y los de forma radial.

2.3.2 Ventiladores radiales.

La forma constructiva de los ventiladores radiales o también llamados ventiladores centrífugos, están formados por un rotor que en el tambor tienen aletas que van a girar en la parte interior de la carcasa cilíndrica, estos dos elementos no coinciden y forman un espacio volumétrico que aumentará a medida que conforme se vaya acercando a la salida de impulsión (Jutglar, Miranda, & Villarubia, 2012), como se muestra en la figura 15.

Esta forma de construcción hace que estos ventiladores conviertan la energía cinética que se forma en las aletas en presión volumétrica (Jutglar, Miranda, & Villarubia, 2012).



2.3.1 Ventiladores axiales.

La forma de construcción del rotor de estos ventiladores es aletada, que va a ser accionado por un motor, que es colocado en el eje del rotor, la circulación del fluido gaseoso va a ser en forma paralela al eje de la máquina. Algunos ventiladores axiales los que manejan caudales elevados, pueden ir equipados con aletas directrices fijas, situadas en la parte superior del impulsor, esto es para evitar turbulencias y mejorar el rendimiento. Son muy baratos y de fácil instalación utilizados para generar corrientes de aire (Jutglar, Miranda, & Villarubia, 2012). En la figura 16, se observa un ventilador axial con el rotor en forma de aletas.



2.4 Selección de la cámara de secado.

En los análisis presentados, la cámara de láminas de zinc presenta una conductividad térmica muy alta, esto hace que el tiempo de calentamiento en la cámara sea más eficiente. Además, las planchas de poliuretano hacen que el calor no se disipe al ambiente por su menor conductividad, es decir que a mayor espesor menor será la conducción al ambiente.

- Lamina de zinc 63,56 (Btu/h pie °F).
- Plancha de poliuretano 0,014 (Btu/h pie °F).

Para la generación de energía los paneles solares de placa estándar son muy eficientes ya que la cubierta transparente crea un efecto invernadero en su interior y el calor es más aprovechado por el fluido de circulación, además estos captadores son más utilizados en el sector residencial.

Los ventiladores tipo axial serían los seleccionados por sus bajos costos y fácil instalación además porque son los se adaptan a las necesidades requeridas en el proyecto donde se necesita manejar caudal de aire y no presión.

Capítulo 3

3. Cálculos

3.1 Cámara de secado

La cámara de secado tendrá un volumen de 60 m³ de capacidad, cuyas dimensiones son: de 8 metros de longitud, 3 metros de ancho y 2,5 metros de altura, ya que estas medidas son tomadas en cuenta con los espacios que se ocuparan para una fácil manipulación de los tubos.

Las dimensiones de las tuberías que se emplearan al momento de secar la pintura se describen a en la tabla siguiente:

Tabla 4.
Dimensiones de las tuberías a las que aplica la cámara.

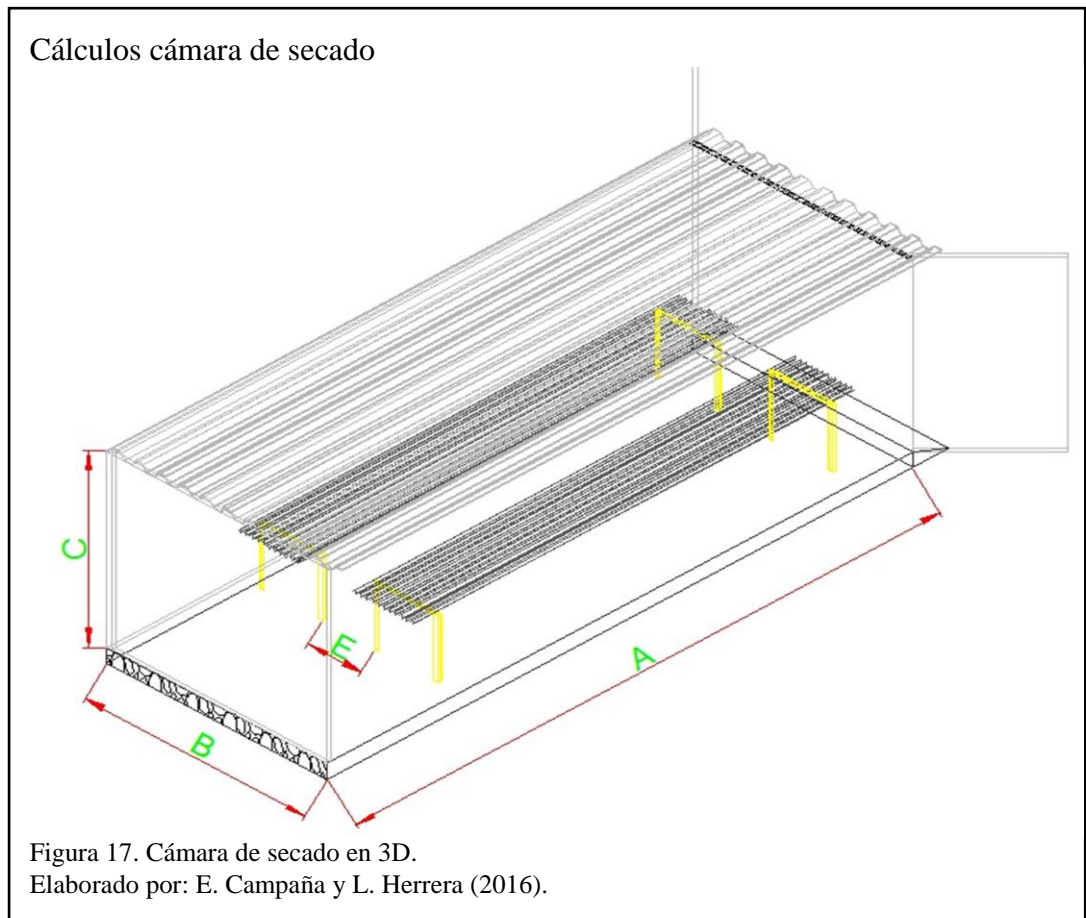
	Acero negro A-53		Cobre B-88		
	1"	1-1/2"	1/2"	1"	1-1/2"
Longitud (mm)	6000	6000	6000	6000	6000
Diámetro Exterior (mm)	33,4	48,3	15,87	28,57	41,27
Espesor (mm)	3,38	3,68	0,71	0,89	1,24
Peso (kg/m)	2,5	4,05	0,304	0,692	1,399

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Con la medida de las tuberías descritas en la tabla 4, la medida de longitud está acorde con la longitud de la cámara, ya que la longitud de la cámara es de 8000 mm, quedando una separación entre la pared y la tubería de 300 mm, 1500 mm de separación para los equipos como son: el intercambiador, el ventilador.

El diámetro mayor de la tubería es de 48.3 mm, se colocan con un espacio de 30 mm de separación entre tubos para que la temperatura por convección pueda secar la pintura en los tubos.

La separación será de 30 mm entre tubos, lo cual permitirá que se almacene 2 estanterías, cada una de ella con 11 tubos, teniendo un total de 22 tubos con un diámetro mayor de 48.3 mm en el interior de la cámara, además se toma en cuenta una separación entre estanterías (espacio libre para transitar) de 737 mm, para que se realice cualquier manipulación en el interior de la cámara.



En la figura 17, se indica el modelo de la cámara con las medidas de separación y su capacidad de almacenamiento de las tuberías.

En donde:

A: longitud de la cámara (8 m).

B: ancho dela cámara (3 m).

C: altura de la cámara (2.5 m).

E: espacio entre estanterías (0.737 m).

En cuanto a los materiales de aislamiento térmico de la cámara, deberán garantizar la temperatura de 60 grados Celsius que se requiere al momento de secar la pintura de la tubería.

El análisis se realizará en los materiales de las paredes, techo, piso puerta, con sus respectivas pérdidas de calor, con la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_0} \right)} \quad (3.1)$$

Donde:

Q : Cantidad de calor transferido.

T_1 : Temperatura fluido exterior.

T_2 : Temperatura fluido interior.

A : Área.

h_1, h_0 : Coeficientes convectivos de transferencia de calor, (anexo 14).

k : Conductividad térmica del material.

Como se indicó en el estudio de alternativas se ocupará una pared de material de lámina de zinc + plancha de poliuretano + lámina de zinc, ya que la conductividad térmica del poliuretano es de 0,0144 (Btu.in/h.pie².°F) según el anexo 6, con un espesor de 60mm, la lámina de zinc de 63,56 (Btu.in/h.pie².°F), según el anexo 8 con un espesor de 0.40 mm.

Para los coeficientes de transferencia de calor h_1, h_0 tanto en el interior como el exterior respectivamente, se toma en cuenta respecto al flujo de aire en las condiciones que se encuentre. Para efectos de diseño de la cámara, en el interior se

toma como referencia un flujo de aire tranquilo que será de 1.65 (Btu.in/h.pie².°F) y para el exterior será con un flujo de aire en movimiento, que será de 6 (Btu.in/h.pie².°F) que será dadas por las condiciones del lugar donde se construirá la cámara de secado. Estos valores son tomados del anexo 14, (conductividad térmica de materiales).

La cámara se construirá en el piso de la industria, debido a ello el estudio del piso se lo realizará en base a la superficie predeterminada. De igual forma en el techo se ocupa el mismo material de las paredes. Para conocer las pérdidas de calor que va a existir en el material, debemos utilizar la ecuación global de pérdidas de calor que está dada de la siguiente manera.

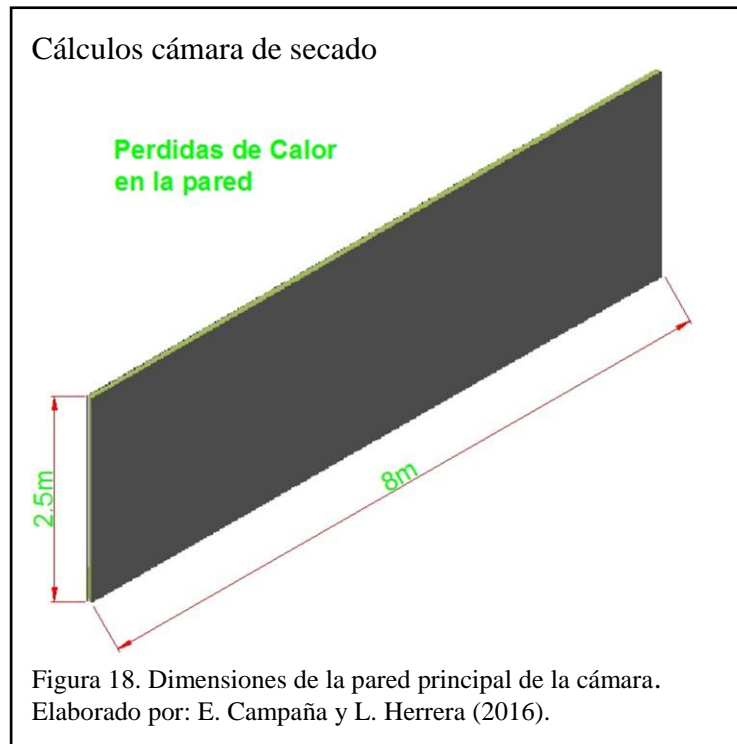
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_0} \quad (3.2)$$

Donde:

U : Coeficiente global de pérdidas de calor.

L : Espesor del material.

3.1.1 Estudio de las paredes.

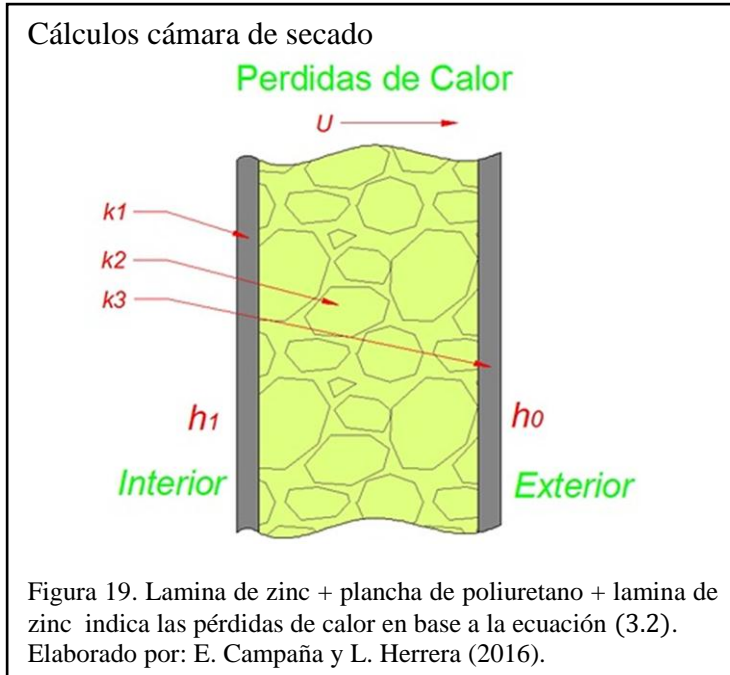


Se representa una pared lateral en la figura 18, la cual tienen dimensiones de 8 metros de longitud x 2,5 metros de altura, por lo tanto, el área de una pared lateral es de 20 m^2 y el área total de las dos paredes será de 40 m^2 , con un espesor de planchas de poliuretano de 60 mm o 2,362 pulg y dos espesores de 0,40 mm o 0,015 pulg de lámina de zinc.

$$A_{\text{Pared lateral total.}} = 40 \text{ m}^2 = 430,34 \text{ pies}^2$$

En la pared de medidas de 3 metros de longitud x 2,5 metros de altura, tendrá un área de $7,5 \text{ m}^2$, de igual forma con planchas de poliuretano de 60 mm o 2,362 pulg y dos espesores de 0,40 mm o 0,015 pulg de lámina de zinc.

$$A_{\text{Pared secundaria.}} = 7,5 \text{ m}^2 = 80,69 \text{ pies}^2$$



La transferencia de calor del interior de la cámara hacia el ambiente se muestra en la figura 19, a través de la pared de tipo *sándwich* de lámina de poliuretano y plancha de zinc.

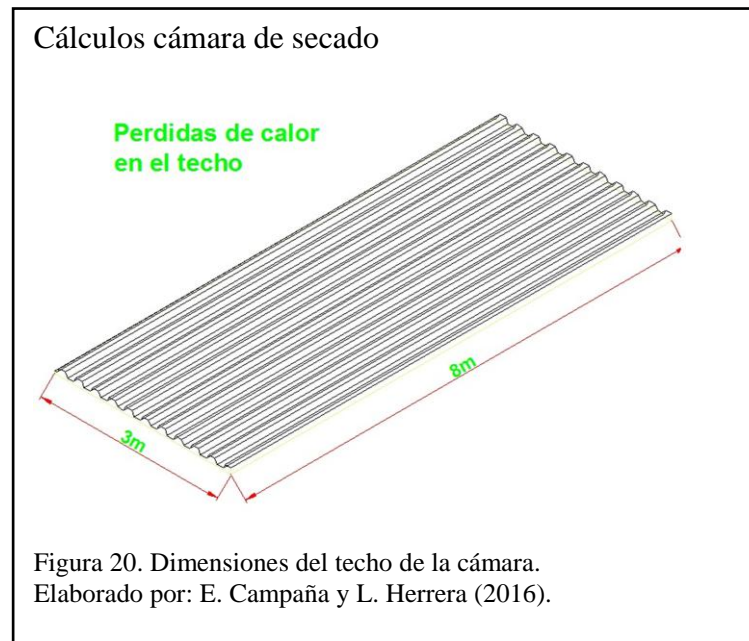
De la ecuación (3.2), se obtiene lo siguiente.

$$U = 0,005899631 \frac{Btu - h}{pie^2. ^\circ F}$$

Con la ecuación (3.1), se determina el calor de la pared

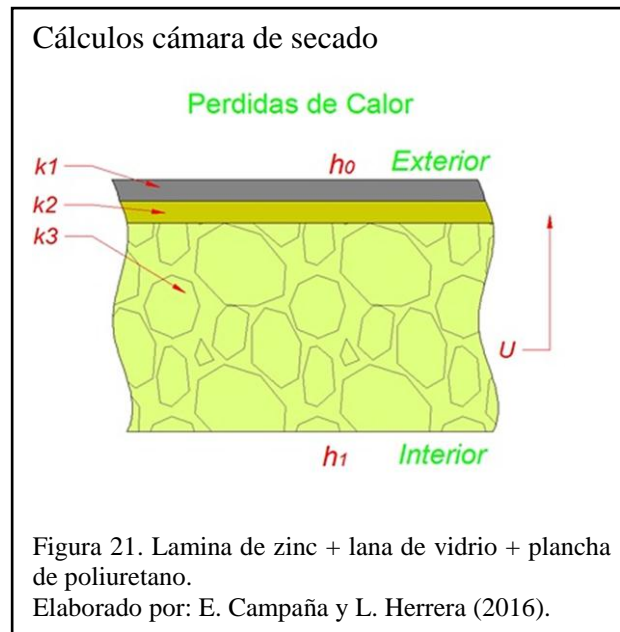
$$Q = 227,92 \frac{Btu}{h}$$

3.1.2 Estudio del techo.



En la figura 20, se muestra que el material del techo será de igual forma con el material de zinc, lana de vidrio y poliuretano, zinc. La medida del techo es de 8 metros de longitud por 3 metros de ancho, con área de 24 m^2 que es igual a $258,20 \text{ pies}^2$ y espesor de 2,362 pulgadas de la plancha de poliuretano, 0,48 pulgadas de la lana de vidrio y 0,015 pulgadas de lámina de zinc.

La conductividad térmica de la lana de vidrio es $0,023 \text{ (Btu.in/h.pie}^2\text{.}^\circ\text{F)}$.



En la figura 21, se representa la transferencia de calor a través del techo de la cámara de secado.

Se desarrolla el análisis de las pérdidas de calor con la ecuación (3.2).

$$U = 0,00526864 \frac{Btu.h}{pie^2.^{\circ}F}$$

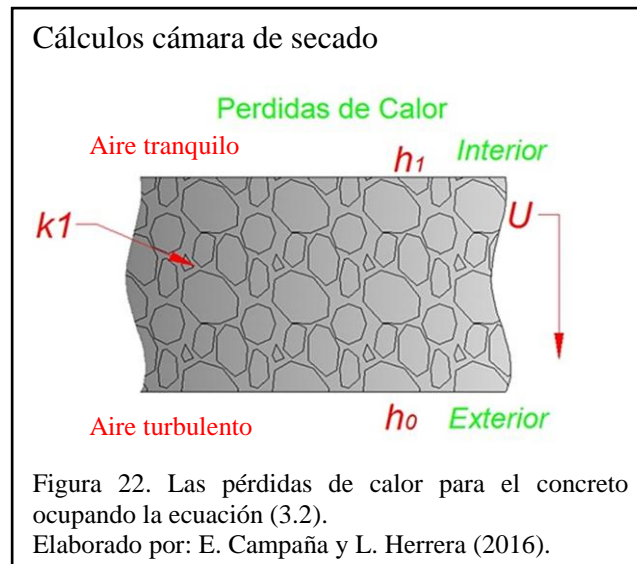
Con la ecuación (3.1) se determina el calor del techo.

$$Q = 102,52 \frac{Btu}{h}$$

3.1.3 Estudio del piso.

La cámara de secado se instalará en el piso del lugar a operar, es decir el suelo es de concreto, la conductividad térmica del concreto es de 5.2 (Btu.in/h.pie².°F).

Las dimensiones del piso son de 8 metros de longitud por 3 metros de ancho, con área de 24 m², igual a 258,20 pies².



En la figura 22, se representa la transferencia de calor a través del piso de la cámara de secado.

Las pérdidas de calor para el concreto ocupando la ecuación (3.2).

$$U = 0,5239 \frac{Btu \cdot h}{pie^2 \cdot ^\circ F}$$

El calor del suelo es de la siguiente manera, con un espesor de 150 mm o 5,906 pulg:

$$Q = 10228,47 \frac{Btu}{h}$$

3.1.4 Estudio de la puerta.

En la puerta se utiliza el mismo material que el de las paredes, es decir poliuretano y láminas de zinc.

En la cámara se ocuparán dos puertas de 2,5 metros de altura por 1,5 metros de longitud, cuya área es de 3,75 m², es decir 80,69 pie².

El valor para el coeficiente de pérdidas de calor es:

$$U = 0,005899631 \frac{Btu \cdot h}{pie^2 \cdot ^\circ F}$$

Y el calor de la puerta es:

$$Q = 35,99 \frac{Btu}{h}$$

3.1.5 Cuadro de resumen de la transferencia de calor en la cámara.

Las pérdidas de calor en la cámara de secado, se ven influenciadas por el tipo de material que se ocupa, de igual forma se determina el calor generado por de cada una de las secciones, estos calores generados de cada sección se suman y se determina la cantidad de calor que se requiere para mantener a la temperatura de diseño de 60°C, en la tabla 5, se describe cada sección de la cámara con su respectiva área y las pérdidas de calor.

Tabla 5.

Cuadro de resumen de la potencia necesaria en la cámara.

Sección	Área(pie²)	U (Btu.in/h.pie².°F)	Q (Btu/h)
Paredes	511,02	0,064361402	227,92
Techo	258,20	0,027903984	102,52
Piso	258,20	0,523998442	10228,47
Puerta	80,69	0,063144454	35,99
Total	1108,12	0,5411	10595

Nota: Cálculos realizados en una hoja de Excel Anexo 2.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

La potencia calórica de la cámara es de 3,1051kW (10595 Btu/h), de potencia, que se genera en una hora.

Esta potencia calórica se multiplica por el número de horas que tendrá de funcionamiento, es decir para esta aplicación se tendrá en uso por un periodo de 6 horas al día, por lo tanto, para este periodo de 6 horas se necesitará una capacidad térmica de 18,6 kW (63569 Btu).

3.2 Panel solar

De acuerdo con el análisis de los materiales de las secciones de la cámara y determinando de esta manera el calor generado, se determina los paneles solares, además es necesario conocer la radiación global de los meses del año, en estos valores se determina una media aritmética de la tabla 1, para la selección del panel solar, dicho valor es de 5062,5 (W.h/m².dia).

Debido a que los valores de la radiación solar en Quito, son valores referidos a superficies planas, el factor k es muy importante para el diseño de superficies con inclinación, para esto dependerá el lugar.

Tabla 6.

Factor de corrección de la radiación solar para un ángulo de 5° de inclinación.

MES	FACTOR DE CORRECCIÓN
Enero	1,02
Febrero	1,02
Marzo	1
Abril	0,99
Mayo	0,97
Junio	0,97
Julio	0,97
Agosto	0,99
Septiembre	1
Octubre	1,02
Noviembre	1,03
Diciembre	1,03

Adaptado de: (Censolar, 2013).

Para el diseño y por condiciones ambientales y de ubicación se toma como referencia la tabla 6, de factor de corrección con latitud de 0 grados (ubicación

geográfica) y una inclinación de 5 grados del captador solar; debido a que estos valores son uniformes por la ubicación de Quito.

Con los valores que se generaron en la tabla 6, se procede de igual manera a realizar una media aritmética donde se obtiene un valor de 1,0008 para el factor de corrección con el que se realizará el cálculo del área del panel, con la siguiente formula.

$$A_c = \frac{Q_{Total} \cdot h \cdot fs}{\eta \cdot H_T} \quad (3.3)$$

Donde:

A_c : Área de la placa de absorción.

Q_{Total} : Calor requerido en la cámara.

η : Eficiencia del colector.

H_T : Radiación global promedio anual en la superficie inclinada.

h : Tiempo de funcionamiento.

fs : Factor de seguridad.

La eficiencia del colector solar está determinada por el catalogo del fabricante que en el caso del tipo de panel es del 70% de eficiencia, depende de la eficiencia para el numero de paneles que van a estar dentro del sistema. Anexo 3.

El tiempo de funcionamiento es de 6 horas diarias para el proceso de secado de la pintura en las tuberías.

Se aplica la ecuación (3.3) y se determina el área total que estará el sistema de calentamiento por medio de energía solar.

$$A_c = \frac{3,1051 \times 6 \times 1.3}{0,7 \times 1,0008 \times 5062,5}$$

$$Ac_{Total} \approx 7 \text{ m}^2$$

El área necesaria total para el panel solar es de 7 m^2 , que se necesita para generar un calor de 3,1051kW, con funcionamiento de 6 horas diarias.

En el mercado existen paneles solares con áreas de: 2 m^2 , 4 m^2 , 6 m^2 , etc. Anexo 3.

Para efectos de dimensionamiento se realiza la división del área total para los tamaños de los paneles estándar.

$$\text{No. De paneles} = \frac{Ac_{Total}}{Ac_{panel}}$$

De acuerdo con el área del sistema a calentar, se necesitan 3,5 paneles solares de 2 m^2 cada uno, es decir se necesitan 4 paneles, los datos obtenidos se resumen en la tabla 7, cuya área total requerida y número de paneles se subrayan con negro.

Tabla 7.

Cuadro de resumen de la cantidad de paneles solares para la potencia necesaria en la cámara.

PANEL SOLAR			
Calor requerido para la cámara	Q requerida	3,1051	kW
Horas de funcionamiento		6	h/día
Radiación	HT	5,0625	kW.h/m ² . día
Factor en función de la inclinación	5° de inclinación	1,0008	
Eficiencia del colector	n	70	%
	Área total requerida	7	m ²
	Número de colectores	4	

Nota: Cálculos realizados en una hoja de Excel Anexo 4.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

3.3 Consumo energético de la cámara

Se realiza con base en la diferencia de temperatura entre la temperatura estimada

en el interior de la cámara (50 °C) y la temperatura ambiental promedio mensual con los valores de la tabla 8. Por un k equivalente de la cámara.

Tabla 8.
Temperatura mensual promedio para Quito e los últimos 22 años.

Mes	°C (prom.)
Enero	17,45
Febrero	17,65
Marzo	18,05
Abril	17,95
Mayo	17,85
Junio	17,25
Julio	17,5
Agosto	18,5
Septiembre	19,2
Octubre	19,25
Noviembre	18,35
Diciembre	17,65

Adaptado de: (Nasa, 2016).

En la tabla 8, se describe las temperaturas registradas en la ciudad de Quito durante los últimos 22 años promediados para todos los meses del año.

En el consumo energético mensual se estima bajo las siguientes condiciones, descritas en el literal 3.1.5 y 3.2:

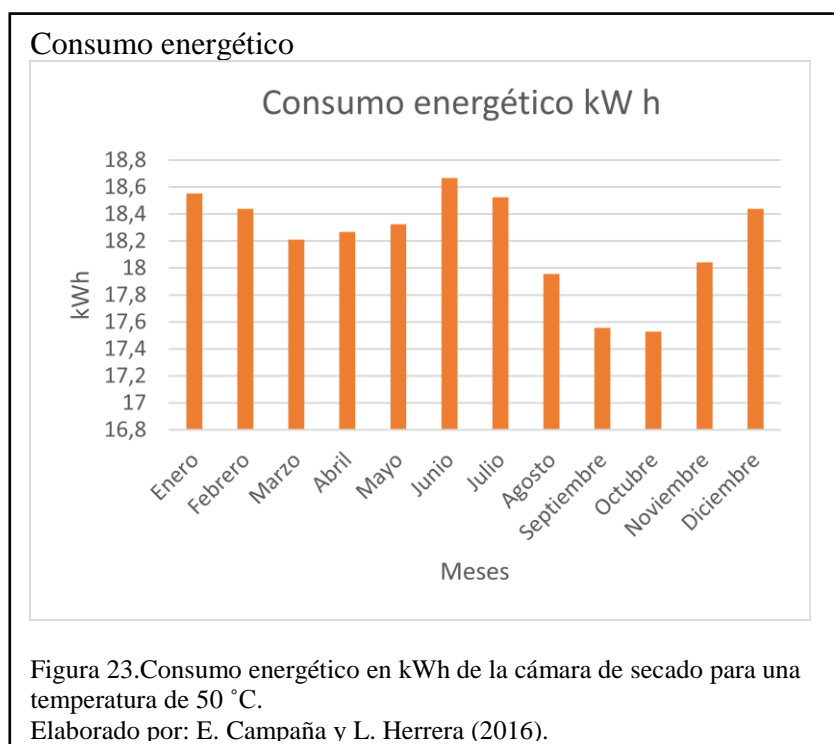
- 6 horas.
- 50 °C temperatura de operación en la cámara (temperatura estimada).

Tabla 9.
Consumo energético en kWh.

Mes	Q (kWh)
Enero	18,5535
Febrero	18,4395
Marzo	18,2115
Abril	18,2685
Mayo	18,3255
Junio	18,6675
Julio	18,525
Agosto	17,955
Septiembre	17,556
Octubre	17,5275
Noviembre	18,0405
Diciembre	18,4395

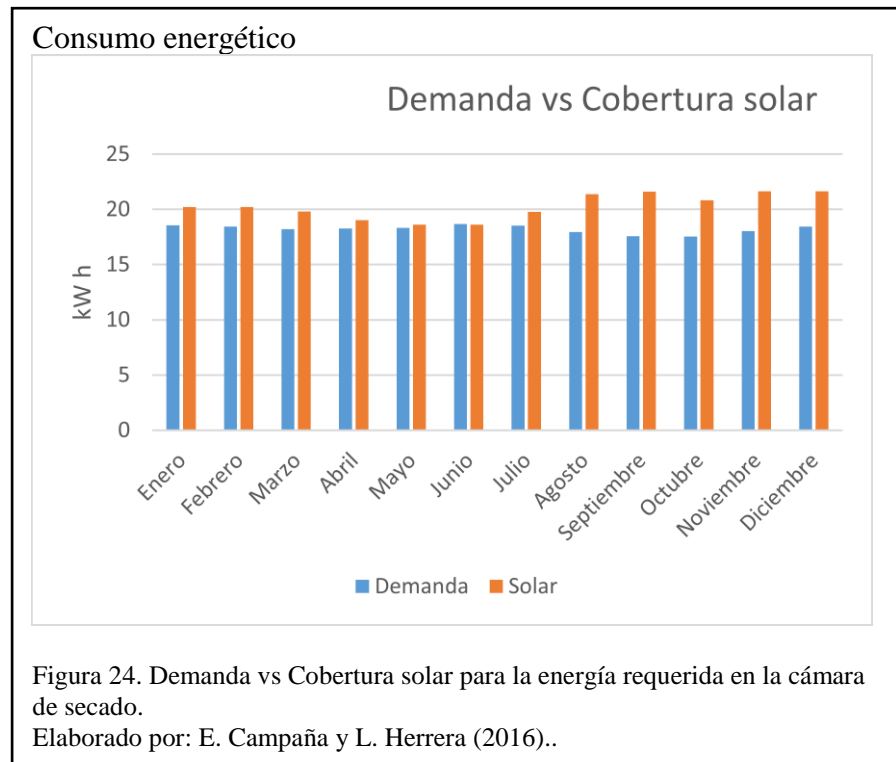
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016)

En la tabla 9, se muestra el consumo energético de la cámara de secado para todos los meses del año.



En la figura 23, kWh vs. Meses, se estima que entre el 70-100% del

requerimiento de energía en la cámara sea cubierto por los paneles solares. Dejando un máximo del 30% del requerimiento para ser complementado por el sistema auxiliar de GLP, para términos de consumo. Según normativa solar española en su código técnico de la edificación CTE, en el capítulo sobre ahorro de energía (HE) (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2005).



Con la figura 24, demanda vs cobertura solar, se indica que la energía solar proporcionada por el colector solar será capaz de satisfacer la demanda de producción de secado de la pintura en las tuberías.

3.4 Sistema auxiliar de GLP

Para efectos de diseño se consideraría el caso más desfavorable, que sería que el sistema de paneles solares llegara a fallar o que no entreguen la energía requerida en el proceso por cualquier motivo, en donde el total de la demanda debería ser cubierta por el sistema auxiliar de GLP (100%).

3.4.1 Selección del caldero para el sistema auxiliar de GLP

La selección de un calentador de agua se lo realiza en base a la potencia requerida en el proceso. Descrita en el cuadro de resumen del literal 3.1.5.:

Potencia necesaria: 3,1051 kW \approx 10595 Btu/h.

Como la potencia requerida en el proceso no es alta se la podrá cubrir con un calefón de 6 litros, el cual tiene una potencia de 10,4 kW aproximadamente. Según el catálogo de la marca de calefones Bosh. Anexo 5.

3.4.2 Consumo energético del sistema auxiliar.

Al igual que la selección se consideraría un consumo con el caso más desfavorable el cual sería que el total de la demanda sea cubierta por el sistema auxiliar, con datos de la potencia del calefón y el poder calorífico del gas descritos en el literal 3.4.1 y 1.4 respectivamente.

Potencia necesaria: 10,4 kW \approx 36000 Btu/h

Poder calorífico del GLP: \approx 47200 Btu/kg

Tiempo de operación:

- 6 horas diarias.
- 15 días por mes.

$$\text{Consumo GLP} = \frac{\text{Potencia del equipo}}{\text{Poder calorífico del GLP}} \quad (3.4)$$

$$\text{Consumo GLP} = 70 \frac{kg}{mes}$$

Tabla 10.

Cuadro de resumen de la selección y consumo del sistema auxiliar de GLP.

Sistema auxiliar de GLP			
Potencia requerido para la cámara	Q requerida (100%)	3,1051	kW
Horas de funcionamiento		6	h/día
Días de funcionamiento		22	Día/mes
Poder calorífico	GLP (60% C ₄ H ₁₀ , 40% C ₃ H ₈)	47200	Btu/kg
	Caldera requerida	6	l
		10,4	kW
	Consumo GLP	70	kg/mes

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la tabla 10, se muestra los resultados del cálculo del sistema auxiliar de GLP para la cámara de secado.

3.5 Intercambiador de calor

Para la cámara de secado es necesaria la transmisión de calor mediante convección forzada, es decir se transfiere el calor mediante un sistema de tubos (intercambiador), e impulsado por un ventilador. El material de estos tubos debe ser de cobre o aluminio, ya que estos materiales presentan mayor coeficiente de transferencia de calor. Para el estudio del intercambiador se escoge tubería de cobre, para que la transferencia hacia el interior de la cámara sea más óptima. El diámetro de la tubería de cobre es de 3/4 pulgada, de tipo L, cuya característica de aleación es C 12200 (99,972% de Cu, 0,0226% de P), según la norma ASTM B88. La aplicación de esta tubería es en el campo de la plomería, para transporte de gas, refrigeración, vapor y combustibles.

Tabla 11.
Dimensiones de la tubería ¾ Cu.

Diámetro nominal	Diámetro exterior		Espesor de pared		Peso teórico	Presión de trabajo
pulg	pulg	mm	pulg	mm	kg/m	psi a 38
¾	7/8	22,22	0,045	1,14	0,677	875

Adaptado de: (Cobre Global, 2015).

Con el tipo de tubería descrita en la tabla 11, se diseña el intercambiador de corrientes cruzadas, con ambos fluidos no mezclados, para transmitir el calor hacia la cámara de una manera eficiente, la conductividad térmica del cobre es 223,39 Btu/h pie °F. Anexo 7.

El total de la energía necesaria en el cámara para un lapso de 6 horas es de 10595 Btu, que deberá suministrar el intercambiador hacia el interior de la cámara y de esta manera crear un ambiente de secado para la pintura en los tubos.

Las propiedades del agua a la temperatura de 60°C o 140°F, según tabla del Anexo 10 son:

ρ : 61,52 lb/pie³ (densidad del agua).

C_p : 0,9994 Btu/lb °F. (Calor específico del agua).

k : 0,376 Btu/h.pie °F. (Conductividad térmica del agua).

Pr : 3,02 (Número de Prandtl).

ν : 0,514x10⁻⁵ pie²/s.

Se debe determinar el coeficiente global de transferencia de calor entre el intercambiador y el ambiente interno de la cámara.

Es necesario determinar el número de Reynolds y así determinar que el fluido es laminar, cuya ecuación es la siguiente.

$$N_R = \frac{vD}{\nu} \quad (3.5)$$

Donde:

N_R : Número de Reynolds.

v : Velocidad del Fluido.

D : Diámetro interior del tubo.

ν : Viscosidad cinemática.

La velocidad el fluido es de 0,1524 m/s que es igual a 0,5 pie/s.

Se desarrolla la ecuación (3.5) y se obtiene lo siguiente:

$$N_R = 6363,49$$

Con el número de Reynolds, se determina el número de Nusselt, ya que medirá el aumento de la transmisión de calor.

$$N_u = 0,023N_R^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.6)$$

Donde:

N_u : Número de Nusselt.

N_R : Número de Reynolds.

Pr : Número de Prandtl.

Se desarrolla la ecuación y se obtiene el número de Nusselt es:

$$N_u = 39,51$$

El coeficiente convectivo en el interior del tubo es:

$$h_i = N_u \frac{k}{Di}$$

Donde:

k : Conductividad térmica del agua.

D_i : Diámetro interior.

$$h_i = 227,08 \frac{Btu}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

La resistencia térmica del cobre, por unida de longitud de tubería, es:

$$Ra = \frac{\ln\left(\frac{re}{ri}\right)}{2\pi k}$$

Donde:

$\ln\left(\frac{re}{ri}\right)$: Logaritmo neperiano entre el radio exterior y radio interior.

$$Ra = 7,73E - 05$$

La resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es:

$$Ri = \frac{1}{h_i \cdot A_i}$$

Donde:

A_i : Area transversal de la tubería en el interior.

$$Ri = 2,14E - 02$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es todavía desconocida, pero sigue siendo por unidad de longitud, de esta manera es la ecuación.

$$Re = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = \frac{1}{h_e \cdot 2\pi \cdot r_e} \quad (3.7)$$

La relación simplificada para h_e , para flujo laminar es:

$$h_e = 1,32 \left(\frac{T_e - T_\infty}{De} \right)^{1/4} \quad (3.8)$$

Donde:

h_e : Coeficiente convectivo en el exterior.

T_e : Temperatura de la superficie exterior.

T_{∞} : Temperatura del ambiente.

De : Diámetro exterior.

El balance de energía que se requiere está dado de la siguiente forma:

$$\frac{T_w - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_e}{R_a} = \frac{T_e - T_{\infty}}{R_e} \quad (3.9)$$

La combinación de las ecuaciones (3.7) y (3.9), da como resultado.

$$\frac{T_e - T_{\infty}}{R_e} = 2\pi r_e \frac{1.32}{De^{1/4}} (T_e - T_{\infty})^{5/4} \quad (3.10)$$

Con esta relación se puede introducir la ecuación (3.9), para dar lugar a dos ecuaciones con dos incógnitas T_i y T_e .

Ecuación 1.

$$\frac{140 - T_i}{2,14E - 02} = \frac{T_i - T_e}{7,73E - 05}$$

Ecuación 2.

$$\frac{T_i - T_e}{7,73E - 05} = \frac{(\pi)(1,32)(0,0729)(T_e - 64,4)^{5/4}}{(0,0729)^{1/4}} \quad (3.11)$$

Con el sistema de ecuaciones se determina lo siguiente.

$$T_e = 124,95^{\circ}\text{F}$$

$$T_i = 125,009^{\circ}\text{F}$$

Como resultado de la ecuación (3.8), se obtiene que:

$$h_e = 7,0859 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}} \quad (3.12)$$

Y de la ecuación (3.7) se obtiene que:

$$Re = 0,616$$

Re , es mayor que Ra y Ri , por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior, en función de las resistencias calculadas queda de esta manera.

$$U = \frac{1}{A_e[Ri + Ra + Re]} \quad (3.13)$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor es de:

$$U = 6,85 \frac{Btu}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

Para determinar la razón de flujo de masa del fluido, se utiliza la ecuación del calor:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.14)$$

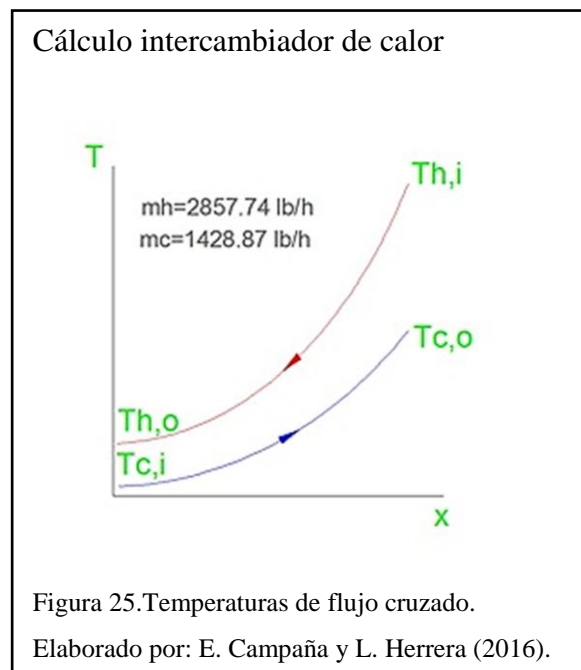
Donde:

Q : Calor generado.

\dot{m} : Razón de flujo de masa del fluido.

C_p : Calor específico.

ΔT : Diferencia de temperaturas.



En la figura 25, se indica el tipo de flujo que va a tener el intercambiador, este flujo es cruzado en donde los datos se indican la dirección que cada fluido tendrá, este tipo de flujo es más eficiente para la transferencia de calor por convección forzada.

Con la ecuación (3.14) se determina el flujo másico, tomando en cuenta las siguientes condiciones del aire que se describen a continuación en la tabla 12, condiciones del aire a 64,4°F (18 °C).

Tabla 12.
Tabla de las propiedades del aire a 18°C.

T, °F	ρ lb/pie ³	C_p Btu/lb °F.	ν pie ² /s	k Btu/h-pie °F.	Pr
64,4	0,0793649	0,2409897	$17,37 \times 10^{-5}$	0,01499	0,7124

Adaptado de: (Karlekar & Desmond, 1995)

Se despeja el flujo másico de la ecuación (3.14) y se considera la temperatura de entrada es de 64,4 °F y de salida, que se debe entregar a la cámara es de 104 °F se obtiene lo siguiente.

$$m_{aire} = \frac{Q_{total}}{C_p (T_i - T_0)}$$

$$m_{aire} = 1110,20 \frac{lb}{h}$$

Para determinar la temperatura a la que sale el agua del intercambiador (T_{ho}), se utiliza la ecuación del balance de energía (3.14), cuyo flujo másico es de 2775,51 b/h.

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{Q_{total}}{mh (T_i - T_0)}$$

$$T_{ho} = 135,22^{\circ}\text{F} \rightarrow 57,34^{\circ}\text{C}$$

Con las temperaturas despejadas, se calcula la diferencia de temperaturas medias logarítmicas LMTD, para flujo cruzado con la siguiente ecuación.

$$LMTD = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln \left| \frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} \right|} \quad (3.15)$$

Donde:

T_{ho} : Temperatura de salida del agua.

T_{hi} : Temperatura de ingreso del agua hacia el intercambiador.

T_{ci} : Temperatura de ingreso por convección del aire al intercambiador.

T_{co} : Temperatura de salida por convección del aire.

Como resultado de la ecuación (3.15) se determina lo siguiente:

$$LMTD = 51,46^{\circ}\text{F} \rightarrow 10,85^{\circ}\text{C}$$

Se describe el área del intercambiador con la ecuación (3.16).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.16)$$

Donde:

Q : Calor generado.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

A : Área del intercambiador de calor.

ΔT : Diferencia logarítmica de temperaturas.

$$A = 30,07 \text{ pie}^2$$

Se utiliza la velocidad media del agua en los tubos que es de 0,5 pie/s y el flujo másico, se calcula el área total de la corriente con:

$$m_{agua} = \rho \cdot A \cdot v \quad (3.17)$$

Donde:

m_{agua} : Flujo másico del agua.

ρ : Densidad del agua a 140°F.

A : Área total de la corriente.

v : Velocidad promedio en los tubos.

$$A = 0,020 \text{ pie}^2$$

Para determinar el número de tubos, se ocupa el área total de la corriente, con el área del tubo.

$$0,026 = n \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.18)$$

Donde:

n : Numero de tubos.

$$n = \frac{0,026 \times 4}{\pi (0,0654)^2} = 6 \text{ tubos}$$

Es decir, $n = 8$ tubos. El área de la superficie de cada tubo, por metro de longitud es:

$$\pi (0,0654)^2 = 0,01343 \text{ pie}^2/\text{tubo} \cdot \text{m}$$

El área total de la superficie, que es necesaria para el intercambiador de un paso de tubo, es de $30,07 \text{ pie}^2$. Se puede calcular, entonces, la longitud del tubo de este tipo de intercambiador a partir de:

$$n \pi d L = 30,07 \text{ pie}^2 \quad (3.19)$$

Donde:

L : Longitud del tubo.

d : Diámetro del tubo.

$$L = 24,52 \text{ pie} \approx 7,47 \text{ m}$$

Esta longitud no cumple con la restricción de la longitud en la cámara de secado, de tal modo que es necesario utilizar más de un paso de tubo, cuando se aumenta el número total de pasos, se aumenta el área total de la superficie necesaria, debido a la reducción del $LMTD$, causada por el factor de corrección F . se prueba a continuación con 6 pasos de tubo, del grafico $F=0,99$. Anexo 11.

El área prima que será corregida con el factor está dada por la ecuación:

$$A' = \frac{Q}{F U LMTD} \quad (3.20)$$

$$A' = 30,37 \text{ pie}^2$$

Con esta área se determina la longitud de los tubos.

$$N n \pi d L' = 30,37 \text{ pie}^2$$

Donde:

L' : Longitud del tubo.

d : Diámetro del tubo.

N : Número de pasos.

$$L' = 4,13 \text{ pie} \approx 1,26 \text{ metros}$$

Esta longitud cumple con el requisito de los 1,5 metros. De modo que la elección final para el diseño se resume en la tabla 13, donde se describe el proceso en cual se calculó el número de tubos y si cumplen con la restricción de la cámara.

Tabla 13.
Cuadro de resumen del cálculo del intercambiador de calor.

Temperatura media logarítmica	LMTD	51,46	°F
Área del intercambiador	A	30,07	pie ²
		2,79	m ²
Área total de la corriente	A. Corriente	0,020	pie ²
Numero de tubos	n	6	
Longitud de los tubos	L	24,52	pie
		7,477	m
Factor de corrección			
P	<i>P</i>	0,52	
R	<i>R</i>	0,2	
Factor de corrección	<i>f</i>	0,99	
Área del intercambiador	<i>A'</i>	30,37	pie ²
		2,82	m ²
Numero de pasos	<i>N</i>	6	
Longitud de los tubos	<i>L'</i>	4,13	pie
		1,26	m
Temperatura de salida (Aire)		40	°C

Nota: Cálculos realizados en una hoja de Excel Anexo 12.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

3.6 Elección del ventilador

Para disipar el calor en el interior de la cámara es necesario la utilización de un ventilador axial, puesto que en el estudio de alternativas de análisis los tipos de ventiladores que son: de forma axial y radial. Se determina de esta manera que el ventilador axial es el más acorde a la demanda que tendrá en la cámara de secado.

3.6.1 Dimensionamiento del ventilador

En el interior de la cámara es necesario tener una circulación del calor, mover una cantidad de aire para obtener la temperatura deseada en el interior de la misma. En el literal 3.5, intercambiador de calor se realiza los cálculos de la tasa de flujo de aire que es igual a 1110,20 lb/h, dicho valor se encuentra en el anexo 12.

$$\dot{m}_{aire} = \rho \dot{V} \quad (3.21)$$

Donde:

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire.

ρ : Densidad del aire.

\dot{V} : Caudal.

De la ecuacion 3.21.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{1110,2 \frac{lb}{h}}{0,0793649 \frac{lb}{pie^3}}$$

$$\dot{V} = 13988,55 \frac{pie^3}{h} \approx 234 \text{ CFM}$$

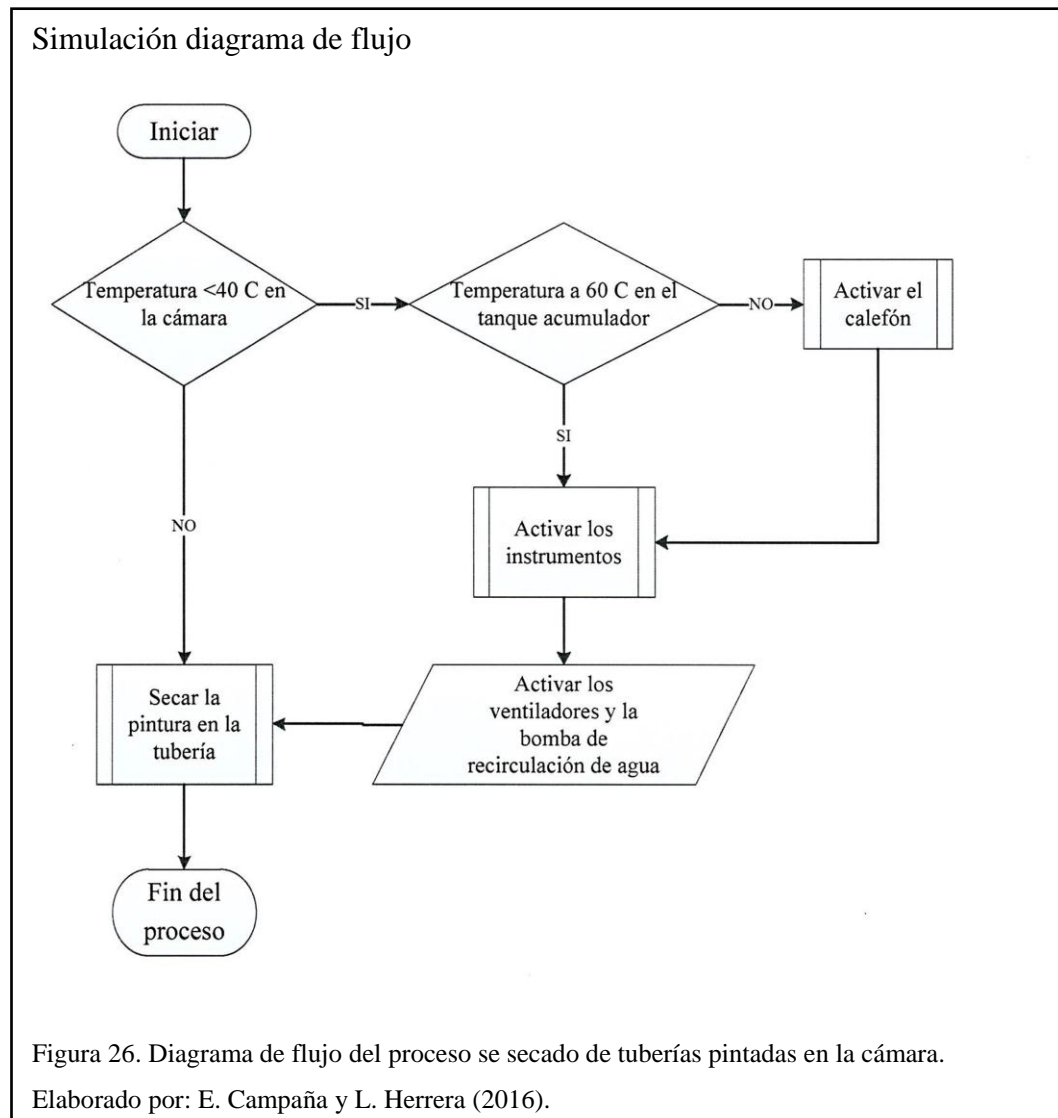
Se utilizará dos ventiladores axiales, cada uno de 120 CFM, según características en anexo 13, estos ventiladores ayudan a la disipación del calor entregado por el intercambiador de calor hacia el interior de la cámara para que la temperatura suministrada llegue a la temperatura de diseño.

Capítulo 4

4. Simulación

Para realizar el complemento de los cálculos, se lleva a cabo la simulación y comparar datos obtenidos en los cálculos del capítulo 3. El software en el que se procedió a realizar en CFD 2016 de Autodesk, el cual desarrolla simulaciones de fluidos estáticos o dinámicos, con ambientes generados en el software Inventor de Autodesk de donde se migra al CFD. El software de simulación utiliza el análisis de elementos finitos para llegar a la solución o soluciones.

4.1 Diagrama de flujo



En la figura 26, se observa el diagrama de control sistemático el cual será encargado de controlar el proceso en la cámara de secado.

4.2 Modelo matemático

Para el diseño de la cámara se empezó con el estudio del calor que debe mantener la temperatura de diseño en el interior y sea constante. Esta determinación del calor depende del tipo de aislamiento, para evitar que exista mucha pérdida de calor desde el ambiente interior hacia el ambiente exterior. Este aislamiento depende de la resistencia de materiales que se ocupen en la cámara.

Para determinar el flujo de calor, se procede a calcular el calor que se genera en cada sección de la cámara y para determinar el calor se debe calcular las pérdidas que se generan por el tipo de aislamiento que se diseñó. La ecuación que se ocupó para determinar es la de coeficiente global de pérdidas de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (4.1)$$

Donde:

U: Coeficiente global de pérdida de calor.

h_1, h_0 : Coeficientes convectivos de transferencia de calor.

Se conoce las pérdidas de calor que se generó en cada sección de la cámara se determina de igual forma el calor generado en base a la temperatura de diseño para el secado de la pintura. La ecuación que se ocupo es la siguiente:

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

Donde:

Q: Cantidad de calor transferido.

ΔT : Diferencial de temperaturas.

A: Área de la sección.

Con estas dos ecuaciones se inició determinado el calor total generado por la cámara de secado. Con este calor se tiene un estimado de BTU/h que son necesarios para mantener la temperatura de diseño y con los que se dimensionara la cantidad de paneles solares.

Para determinar el cálculo de los paneles solares se utiliza el dato del calor total generado, obtenido por la ecuación anterior. El cálculo de panel solar viene dado por la siguiente ecuación, que determina el área total de paneles solares.

$$Ac = \frac{Q_{Total} \cdot h \cdot fs}{\eta \cdot H_T} \quad (4.3)$$

Donde:

Ac : Área de la placa de absorción.

Q_{Total} : Calor requerido en la cámara.

η : Eficiencia del colector.

H_T : Radiación global promedio anual en la superficie inclinada.

h : Tiempo de funcionamiento.

F_s = Factor de seguridad.

El área de la placa de absorción es un área total el cual se debe dividir por el área del tipo de colector que se instale y además la eficiencia del colector o panel solar viene dada por el fabricante, dependiendo de ello aumenta o disminuye el número de paneles solares. La radiación global, se obtiene de un promedio de toda la radiación que se ha generado durante los meses del año, esta radiación promedio se ve afectada por la inclinación hacia el sol y la ubicación donde se vaya a instalar, para fines de

cálculo se tomó como referencia una inclinación de 5 grados, ya que esta inclinación es más efectiva de acuerdo a la ubicación tanto en latitud como en longitud del país. El factor de seguridad es un porcentaje que deberá garantizar que el agua caliente sostenga la temperatura de diseño.

De acuerdo con el dato obtenido del calor general de la cámara se dimensiona el intercambiador de calor, ya que este será quien transfiera el calor por convección forzada hacia el interior de la cámara y tener un ambiente con la temperatura deseada. Se realiza un balance de energía entre los fluidos que en este caso son agua y aire, esta ecuación es la siguiente:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (4.4)$$

Donde:

Q : Calor generado.

\dot{m} : Razón de flujo de masa del fluido.

C_p : Calor específico.

Esta ecuación es tomada para el cálculo de los dos fluidos, ya que el calor es igual para los dos fluidos y en donde se calcula por separado, ya que estos presentan datos que se ponen como condiciones iniciales.

Con la ecuación de balance de energía se determinan las temperaturas consideradas como incógnitas, que nos permitirá calcular la temperatura media logarítmica para el flujo cruzado que es la siguiente.

$$LMTD = \frac{(Tho - Tci) - (Thi - Tco)}{\ln \left| \frac{Tho - Tci}{Thi - Tco} \right|} \quad (4.5)$$

Donde:

LMTD: Temperatura media logarítmica.

Tho: Temperatura de salida del agua.

Thi: Temperatura de ingreso del agua hacia el intercambiador.

Tci: Temperatura de ingreso por convección del aire al intercambiador.

Tco: Temperatura de salida por convección del aire.

Con la temperatura media logarítmica y considerando el calor que va a suministrar se obtiene el área del intercambiador de calor con la ecuación siguiente:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.6)$$

Donde:

Q: Calor generado.

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

A: Área del intercambiador de calor.

ΔT : Diferencia logarítmica de temperaturas.

Esta ecuación permite tener un área acorde a la temperatura que se tiene como dato de inicio para el diseño de la cámara. Esta área podría ser modificada de acuerdo a la restricción de la longitud de los tubos del intercambiador en la cámara. Para el dimensionamiento de la longitud de los tubos se determina a base de la ecuación siguiente.

$$N \cdot n \cdot \pi \cdot d \cdot L' = A \quad (4.7)$$

Donde:

L': Longitud del tubo.

d: Diámetro del tubo.

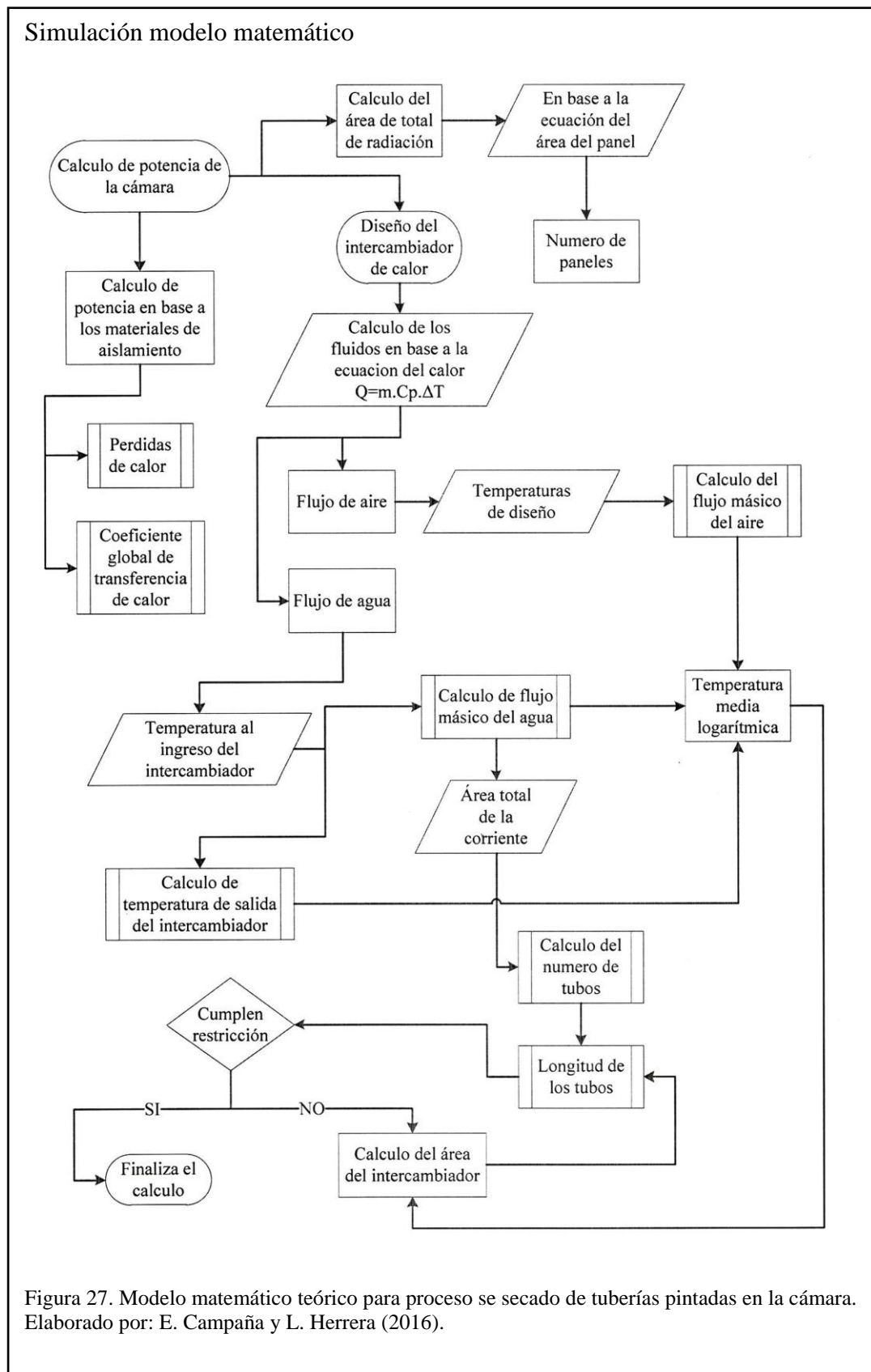
N : Numero de pasos.

A : Área del cambiata de calor.

En la ecuación el número de pasos depende de la restricción mencionada anteriormente, si la longitud de los tubos es mayor a la de la restricción, estos aumentan con el número de pasos, manteniendo el número de tubos calculados.

De esta manera se realizó el análisis de los materiales y el diseño de la cámara para secar la pintura de los tubos, e ingresando los valores obtenidos como datos en la simulación que arrojara los datos que se obtuvieron.

4.3 Modelo matemático teórico



En la figura 27, se representa el modelo matemático teórico empleado en el

presente proyecto de la cámara de secado.

4.4 Datos obtenidos de software CFD Autodesk

4.4.1 Comportamiento en el ambiente de la cámara

4.4.1.1 Valores para materiales, características, condiciones de frontera y condiciones iniciales ingresados al software de simulación CFD.

Simulación representación inicial

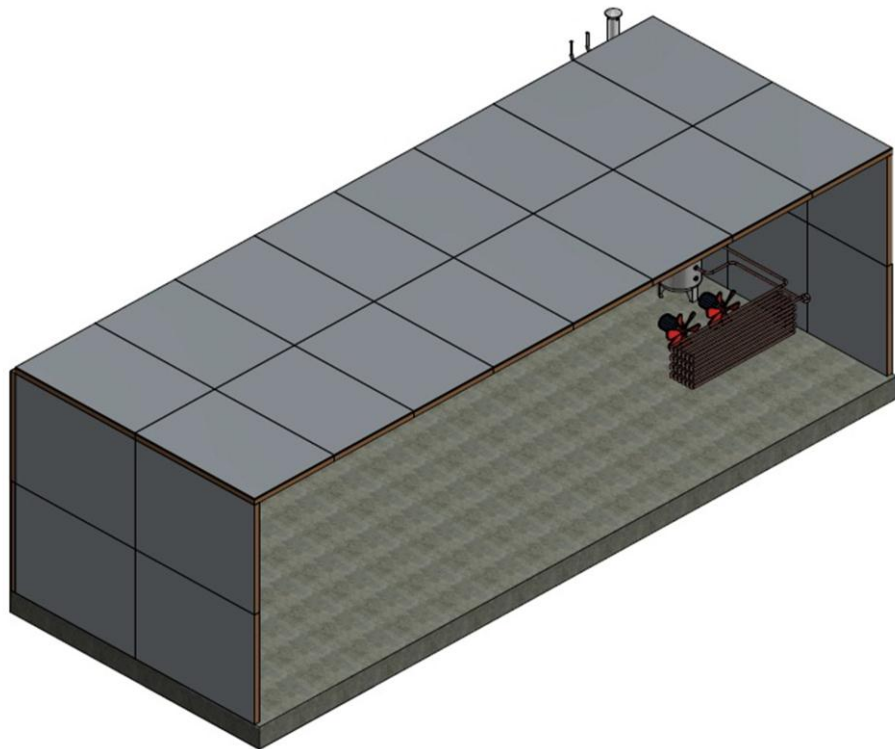


Figura 28. Representación del volumen de aire a calentarse en la cámara y entrada al intercambiador de calor.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Las condiciones iniciales, representadas en la figura 28, son las que se ingresan al software son con un volumen de aire de 60m^3 y una temperatura de 10°C , en donde se ira ejecutando conforme se ingresen los datos calculados.

Tabla 14.

Cuadro de materiales asignados en la simulación del ambiente de la cámara.

NAME	ASSIGNED TO	PROPERTIES	
Ventilador 1 120 CFM 1500RPM	Volume	Flow	120,0 ft ³ /min
		Rotational speed	1500,0 RPM
Water	CFDCreatedVolume	Density	Piecewise Linear
		Viscosity	0,001003 Pa-s
		Conductivity	0,6 W/m-K
		Specific heat	4182,0 J/kg-K
		Compressibility	2185650000,0 Pa
		Emissivity	1,0
		Phase	Linked Vapor
Copper	Intercambiador	Density	8939,58 kg/m ³
		Specific heat	380,718 J/kg-K
		Emissivity	0,6
		Transmissivity	0,0
		Electrical resistivity	1,7e-08 ohm-m
Air	Volumen de aire	Density	Equation of State
		Viscosity	1,817e-05 Pa-s
		Conductivity	0,02563 W/m-K
		Specific heat	1004,0 J/kg-K
		Compressibility	1,4
		Emissivity	1,0
		Phase	Vapor Pressure
Ventilador 2 120 CFM 1500RPM	Volume	Flow	120,0 ft ³ /min
		Rotational speed	1500,0 RPM

Nota: Parámetros relacionados a materiales ingresados en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la tabla 14, se describe los tipos de materiales que se ocuparon en el transcurso de los cálculos y con los que se obtuvieron los datos, estas descripciones son las siguientes:

- Datos del ventilador son obtenidos del anexo 13, según cálculos realizados en la ecuación 3.21.
- Propiedades del cobre para el intercambiador según norma ASTM B88 descrito en anexo 7.

- Propiedades del aire según base de datos del software CFD autodesk.
- Propiedades del agua según base de datos del software CFD autodesk.

Tabla 15.

Cuadro de condiciones de frontera asignadas en la simulación del ambiente de la cámara.

Type	ASSIGNED TO	DESCRIPTION
Pressure(0 Pa Gage)	Surface:205	Out intercambiador
Velocity Normal(2 m/s)	Surface:206	In intercambiador
Temperature(140 Fahrenheit)	Surface:206	In intercambiador

Nota: Parámetros relacionados a condiciones de frontera ingresados en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Descripción de datos de la tabla 15:

- Presión de 0 Pa a la salida del intercambiador para determinar el punto de salida del fluido.
- Velocidad según el manual del U.S Army Corps Of Engineers, que lleva por título Liquid Process Piping, recomienda en aplicaciones normales de abastecimiento de líquido, que la velocidad del flujo este entre 1,2 m/s a 3,0 m/s (Mott, 2006, p. 164).
- Según Carta Gonzáles (2009) los captadores solares térmicos de baja temperatura son los que entregan una $T < 90^{\circ}\text{C}$. Según un promedio de temperaturas y temperatura ambiente se considera una T de 60°C o 140°F .

Tabla 16.

Cuadro de condiciones de iniciales asignadas en la simulación del ambiente de la cámara.

Type	ASSIGNED TO
Temperature (10 Celsius)	Volumen de aire

Nota: Parámetros relacionados a condiciones iniciales ingresados en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la tabla 16 el valor de 10°C es una temperatura promedio a las 7 am en la ciudad de Quito.

4.4.1.2 Configuración de condiciones para resolver la simulación en el ambiente de la cámara de secado, en el software CFD

Tabla 17.

Cuadro de configuración del mallado automático en la simulación del ambiente de la cámara.

Surface refinement	0
Gap refinement	0
Resolution factor	1,0
Edge growth rate	1,1
Minimum points on edge	2
Points on longest edge	10
Surface limiting aspect ratio	20

Nota: Parámetros ingresados en la configuración para el mallado automático en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Tabla 18.

Cuadro de configuración del mallado mejorado en la simulación del ambiente de la cámara.

Mesh enhancement	1
Enhancement blending	0
Number of layers	3
Layer factor	0,45
Layer gradation	1,05

Nota: Parámetros ingresados en la configuración para el mallado mejorado en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la tabla 17 y 18, se selecciona factores de resolución de 1, en donde son utilizados en el software CFD para simulaciones que no necesiten demasiada precisión en los resultados como es en este caso, ya que el mallado en si lo que hace

es separar en pequeñas triangulaciones para resolverlas por separado y luego unir las para llegar a la solución. Para la resolución del mallado el software utiliza elementos finitos obteniendo el resultado mostrado en la figura 29.

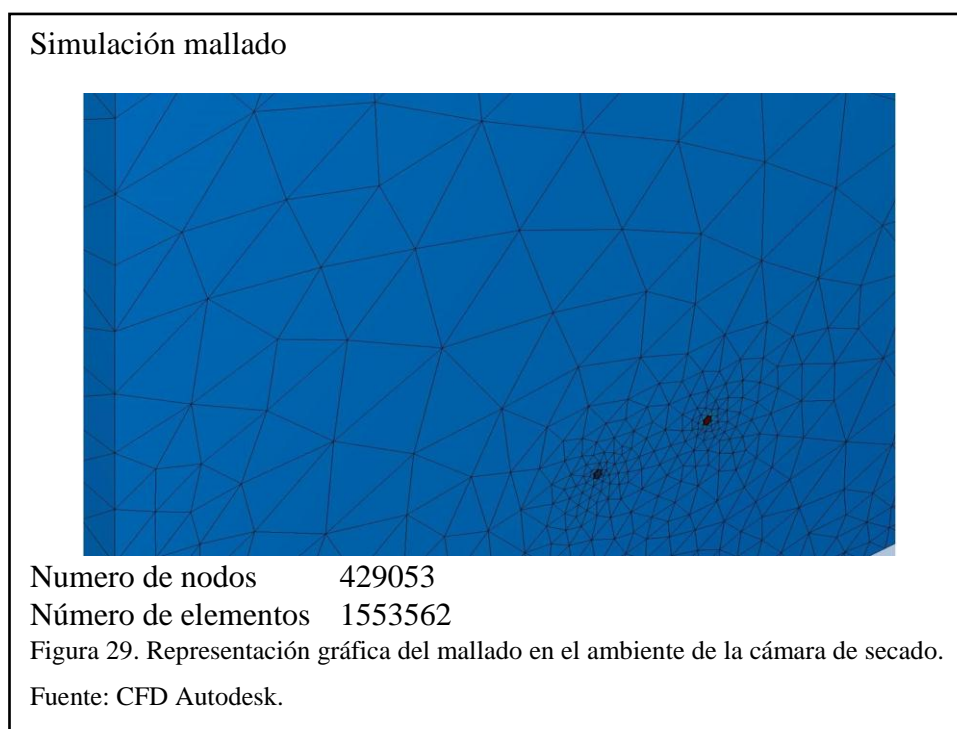


Tabla 19.

Cuadro de configuración del solve para la resolución de la simulación del ambiente de la cámara.

Flow	On
Compressibility	Incompressible
Heat Transfer	On
Auto Forced Convection	On
Gravity Components	0.0, -1.0, 0.0
Radiation	Off
Scalar	No scalar
Turbulence	On
Solution mode	Transient
Solver computer	MyComputer
Intelligent solution control	On
Advection scheme	ADV 1
Turbulence model	k-epsilon
Iterations run	100

Nota: Parámetros ingresados en la configuración del solve en el software CFD para la simulación de la cámara de secado.

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Como se visualiza en la tabla 19, solo es necesaria la selección de varios parámetros según criterio del diseñador, donde se escoge un modo de solución trascendental el cual va variando todos los parámetros de la simulación en función del avance de la misma.

4.4.1.3 Balance de energías

Tabla 20.

Cuadro de balance de energías de la simulación del ambiente de la cámara.

Fluid Energy Balance Information	(numerical) energy out - energy in	13156000000,0 Watts
	heat transfer due to sources in fluid	0,0 Watts
	heat transfer from wall to fluid	22677,0 Watts
	$\dot{m} \times c_p \times (T_{out} - T_{in})$	-4403300000,0 Watts
Solid Energy Balance Information	heat transfer due to sources in solid	0,0 Watts
	heat transfer from exterior to solid	0,0 Watts
	heat transfer from fluid to solid	-22943,0 Watts

Nota: Balance de energía en el agua como en la tubería del intercambiador realizado por el software CFD.

Elaborado por: CFD Autodesk.

Se observa el calor cedido por el agua es de $4,4 \times 10^6$ KW en total durante todo el proceso.

4.4.1.4 Balance de masa

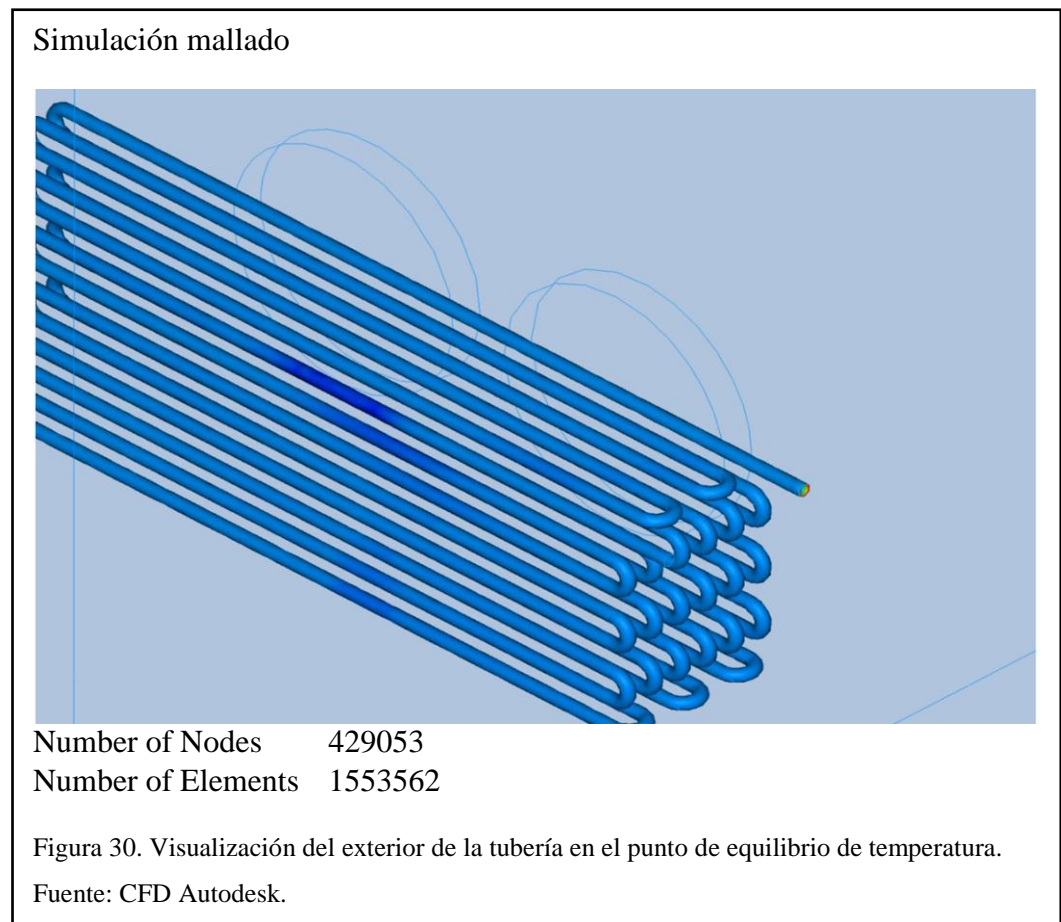
Tabla 21.

Cuadro de balance de masas de la simulación del ambiente de la cámara.

	In	Out
Mass flow	450,26 g/s	3215930,0 g/s
Volume flow	0,955 ft ³ /s	6822,79 ft ³ /s

Elaborado por: CFD Autodesk.

4.4.1.5 Análisis y resultados



En la figura 30, se observa como el fluido que en este caso es el agua que llega desde el tanque acumulador de agua caliente, hacia el intercambiador empieza a generar un calor en los tubos de cobre, este calor aumentara de acuerdo vaya transcurriendo los minutos.

Tabla 22.

Cuadro de convergencia para obtener el resultado de la simulación del ambiente de la cámara.

Iterations run	100
Solve time	6569 seconds
Solver version	16.0.20150322

Elaborado por: CFD Autodesk.

En la tabla 22, se muestra la cantidad de interacciones necesarias para llegar a la

solución de la simulación y el tiempo requerido para el proceso.

Tabla 23.

Cuadro de resultados a la entrada y salida del intercambiador de la simulación del ambiente de la cámara.

inlet 1	inlet bulk pressure	-98986,8 N/m ²
	inlet bulk	60,0 C
	inlet mach number	1,21046e-07
	mass flow in	450,26 g/s
	minimum x,y,z of	0,0
	node near minimum	1469,0
	reynolds number	27934,5
	surface id	206,0
	total mass flow in	450,26 g/s
	total vol. flow in	0,955 ft mm ³ /s
outlet 1	mass flow out	3215930,0 g/s
	minimum x,y,z of	0,0
	node near minimum	994,0
	outlet bulk pressure	0,0 N/m ²
	outlet bulk	48,4231 C
	outlet mach number	0,000865006
	reynolds number	199519000,0
	surface id	205,0
	total mass flow out	3215930,0 g/s
	total vol. flow out	6822,79 ft ³ /s

Elaborado por: CFD Autodesk.

Los resultados presentados en la tabla 23, son datos que arroja el programa y estos son a la entrada y a la salida del intercambiador de calor, como se observa en la entrada del intercambiador el flujo total de masa a transmitir tienen un equivalente a 0.955 pies. mm³/s, es una velocidad promedio en donde el fluido que pasa por los tubos del intercambiador no debe aumentar su velocidad ya que, si se aumenta el número de tubos del intercambiador, además aumenta el número de pasos de este.

Tabla 24.

Cuadro de resumen de los resultados térmicos en la simulación del ambiente de la cámara.

PART	MINIMUM TEMPERATURE	MAXIMUM TEMPERATURE	VOLUME AVERAGED TEMPERATURE
Volumen de aire	46,4556	49,713	48,4097
Intercambiador	46,2328	60	48,4205
Ventilador 1	48,4229	48,4371	48,4237
Ventilador 2	48,4173	48,5203	48,4485
Volumen de agua	46,2328	60	48,4692

Elaborado por: CFD Autodesk.

Según la tabla 24 y 22, se observa que la temperatura en la cámara se estabiliza en 48.4 °C después de 6569 segundos y de probar con 100 interacciones, obteniendo una temperatura de 60 °C en el agua a la entrada del intercambiador y 46,2 °C a la salida del mismo.

Tabla 25.

Cuadro de resumen de los esfuerzos del fluido en las paredes en la simulación del ambiente de la cámara.

pressx	2,982e+23 microNewtons
pressy	1,1378e+25 microNewtons
pressz	-2,9739e+23 microNewtons
shearx	-6,4545e+18 microNewtons
sheary	-1,7067e+18 microNewtons
shearz	-5,6583e+18 microNewtons

Elaborado por: CFD Autodesk.

En la tabla 25, se exponen valores resultantes de esfuerzos y presiones aplicadas en las paredes de la cámara por efectos de la velocidad del aire y los cambios de temperatura.

Resultados de la Simulación

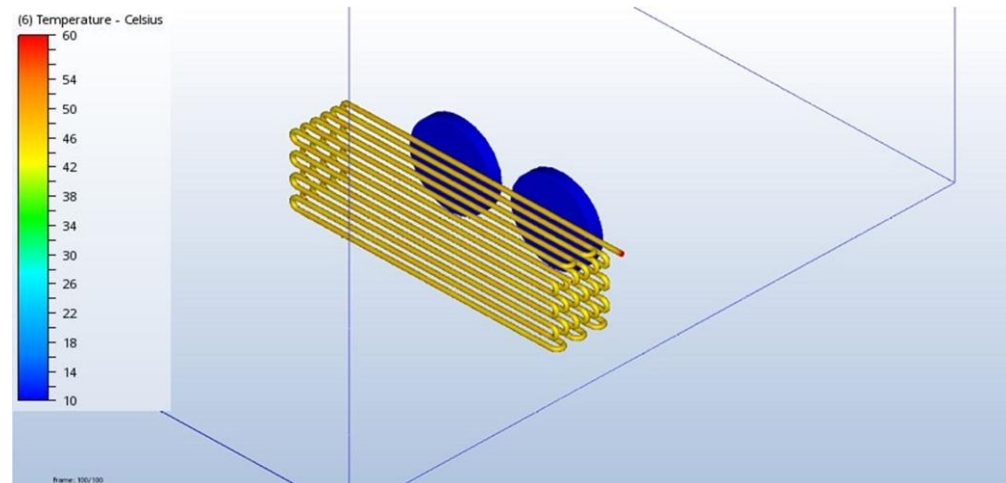


Figura 31. Temperatura al inicio del proceso.
Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 31, se observa el intercambiador de calor y los dos ventiladores ubicados perpendicular al mismo uno alado del otro. Al inicio del proceso la temperatura al ingreso y del intercambiador es de 60 °C obteniendo una temperatura en la parte exterior de los tubos de 45 °C y en la cámara de 10 °C.

Resultados de la Simulación

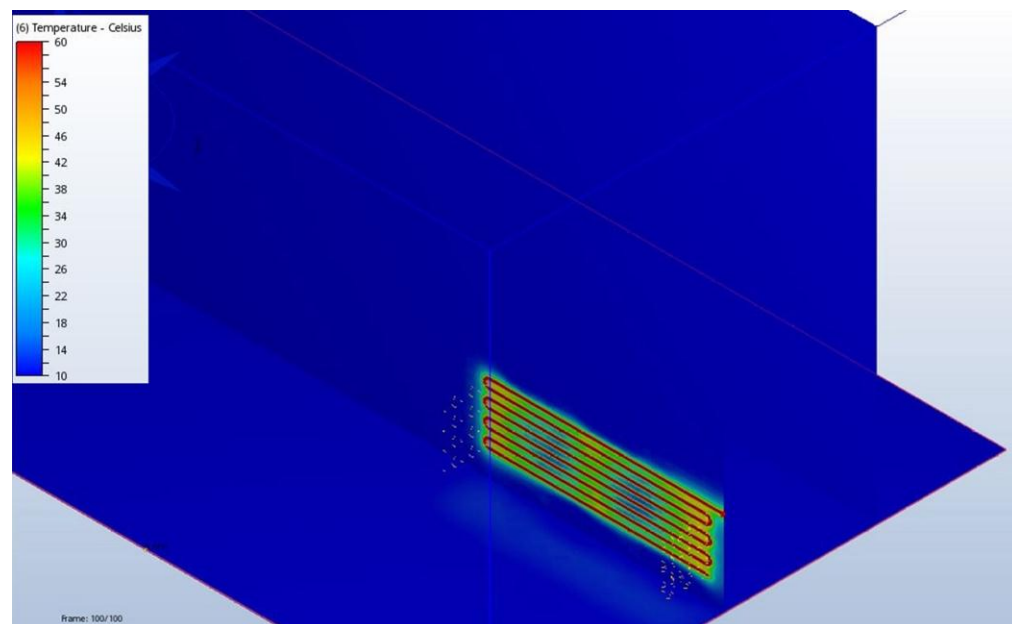
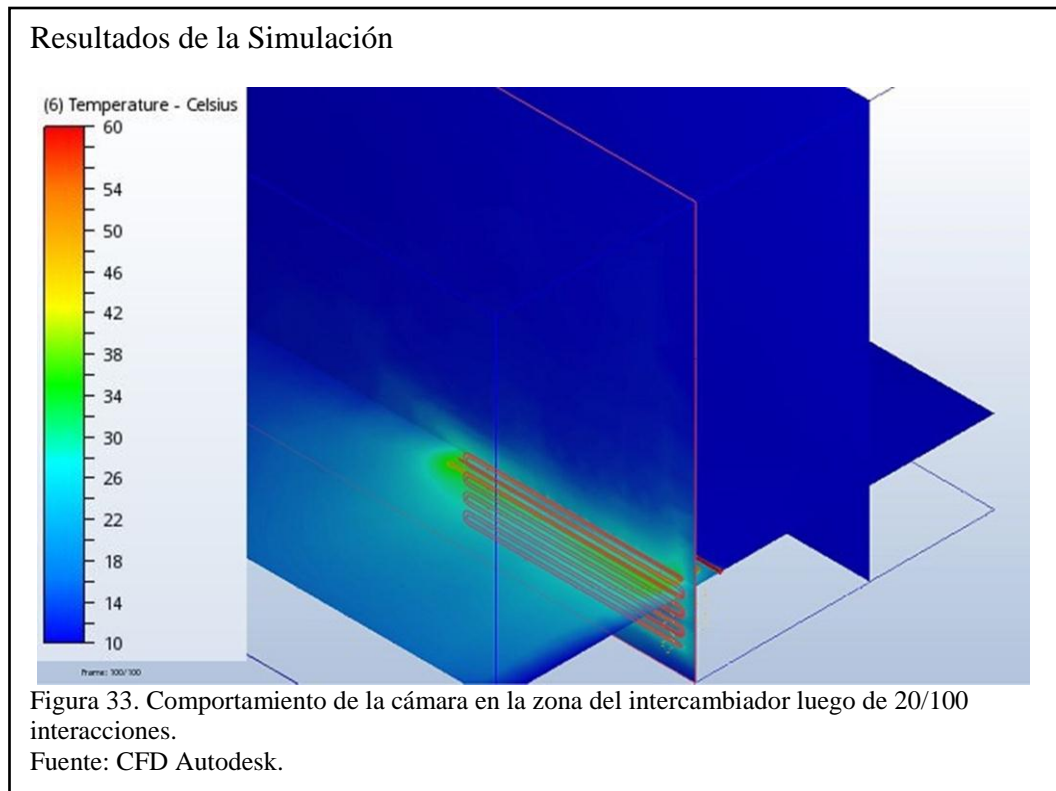


Figura 32. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 4/100 interacciones.
Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 32, luego de haber transcurrido 3 minutos se observa que todo el espacio que rodea los tubos de intercambiador de calor obtiene una temperatura de 32 °C y en el área de los ventiladores se mantiene una temperatura de 10 °C por efecto del punto de aplicación de la convección forzada.



En la figura 33, por medio de la convección forzada se visualiza la zona y la dirección por la cual empieza a distribuirse el calor a una temperatura de 28 °C, como lo indica la escala de temperaturas vista en la parte izquierda de la figura.

Resultados de la Simulación

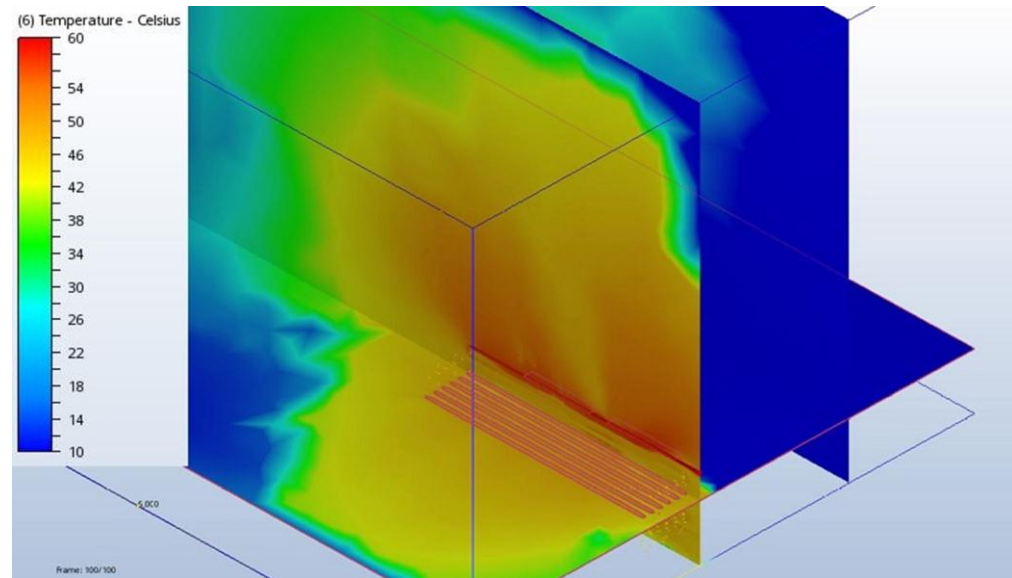


Figura 34. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 40/100 interacciones.

Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 34, han transcurrido 43 minutos (según escala de temperaturas de la figura) y por efecto de gravedad el aire a mayor temperatura empieza a concentrarse en la parte superior sobre el intercambiador y a distribuirse por la zona céntrica de la cámara.

Resultados de la Simulación

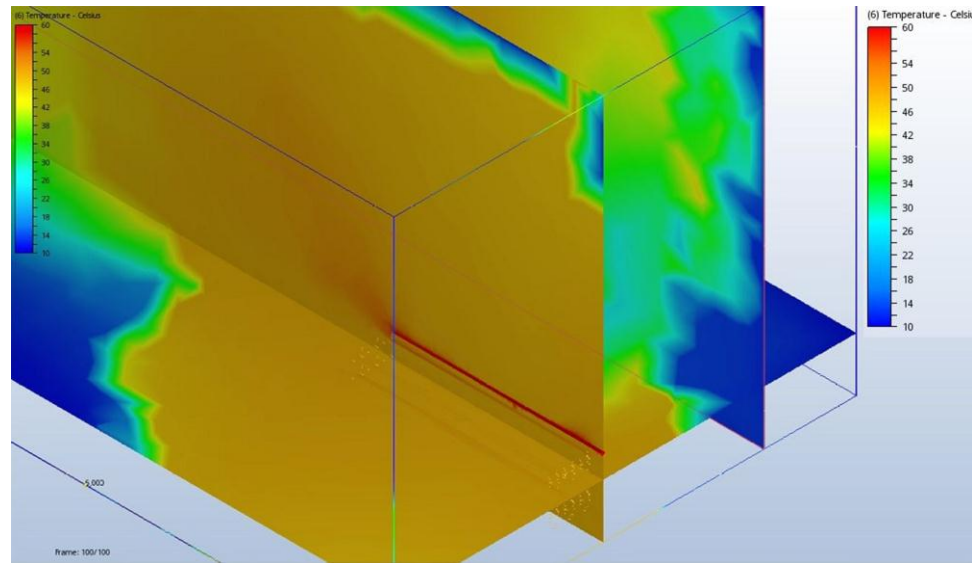


Figura 35. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 60/100 interacciones.

Fuente: CFD Autodesk.

Resultados de la Simulación

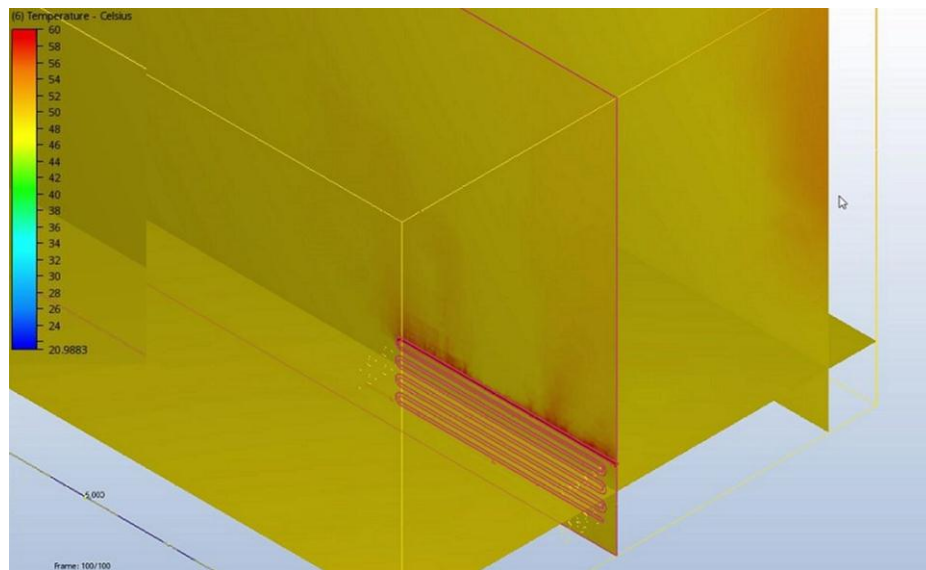


Figura 36. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 80/100 interacciones.

Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 35, se observa un avance uniforme de la temperatura desde la zona caliente que es el intercambiador de calor hacia las zonas frías de la cámara, mientras que en la figura 34, se muestra que todo el volumen de aire en la cámara se encuentra a una misma temperatura de aproximadamente 48 °C, pero como se puede observar

en la zona del intercambiador de calor en la figura 36 se sigue entregando más energía calorífica al aire.

Resultados de la Simulación

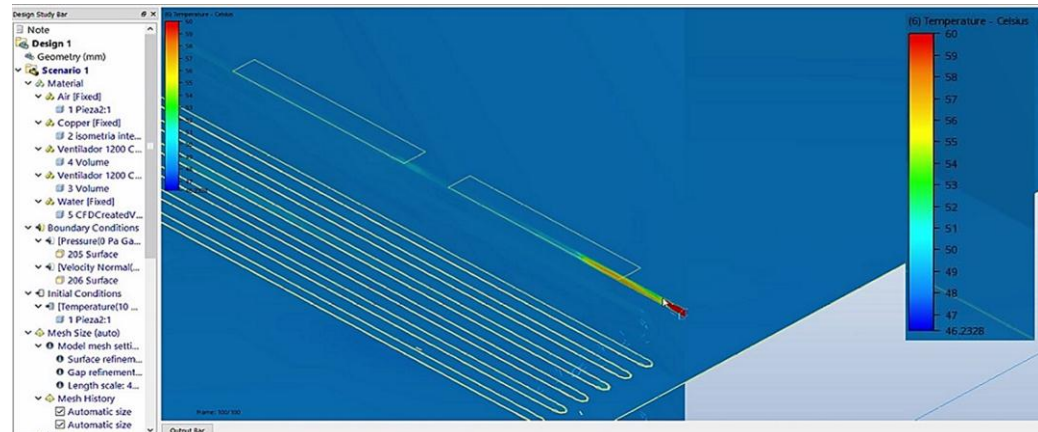


Figura 37. Comportamiento de la cámara en la zona del intercambiador luego de 100/100 interacciones. Final del proceso de simulación.

Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 37, se obtiene el resultado final de la simulación después de 1 hora con 40 minutos donde la temperatura en la cámara se estabiliza en 48,4 °C. Y además se hace un reajuste en la escala de temperatura en función de colores.

Resultados de la Simulación

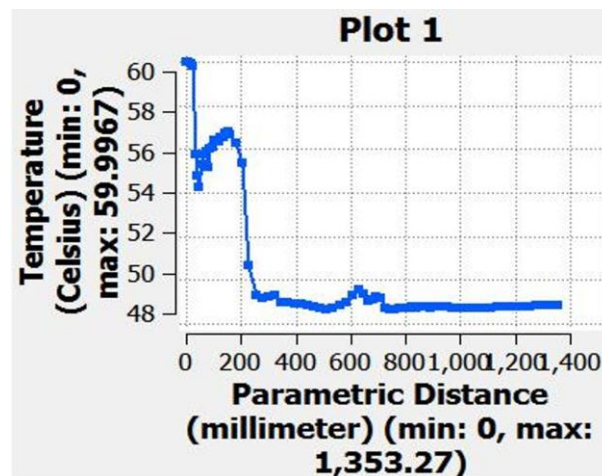


Figura 38. Temperatura vs Distancia a la entrada de intercambiador.

Fuente: CFD Autodesk.

En la figura 38, se representa el comportamiento de la temperatura en la zona de la entrada del intercambiador; se visualiza que a una distancia de 70 cm desde la entrada del intercambiador la temperatura se estabiliza a 48,4 °C, la cual es ya la temperatura en la cámara y la máxima que se podría extraer del intercambiador de calor después del tiempo señalado en la tabla 22 que es de 6569 segundos.

Acorde con los resultados obtenidos en la simulación se observa que para conseguir el máximo aprovechamiento de calor entregado por el intercambiador se requiere de un tiempo de 1 hora con 40 minutos de funcionamiento de la cámara con las siguientes condiciones: temperatura inicial en el volumen de la cámara de 10 °C, la temperatura del agua a la entrada del intercambiador de 60 °C y velocidad de la misma de 2 m/s, además de dos ventiladores de 120 CFM y 1500 rpm. La cámara se estabiliza en 48,4 °C después del tiempo mencionado anteriormente obteniendo una temperatura de 46,2 °C a la salida del intercambiador de calor.

Dichos resultados obtenidos en la simulación no se asemejan a los expuestos en el capítulo 3, cálculos. Debido a que varios datos de entrada para ser ingresados de la simulación de la cámara de secado en el software CFD se los tomo de dicho capítulo, como es datos del ventilador, dimensionamiento del intercambiador, del volumen de la cámara la temperatura de entrada del agua al intercambiador.

Capítulo 5

5. Análisis de costos

5.1 Generalidades

En el capítulo 5, se realiza un análisis y comprobación del funcionamiento de la simulación de la cámara de secado de tuberías y también se detalla el costo total del proyecto incluido el diseño, detalle de materiales y la relación Costo/Beneficio.

5.2 Comprobación del funcionamiento de la cámara de secado

La simulación se realizó en el software CFD (Autdesk) y fue sometido a pruebas con convección natural y convección forzada para comprobar su correcto funcionamiento, después de pulir algunos detalles se procedió a la entrega oficial del estudio y diseño de la cámara de secado de tuberías.

5.3 Análisis de la necesidad de construir la cámara de secado de tuberías

La empresa se ve en la necesidad de construir la cámara de secado para no depender de las condiciones climáticas para secar las tuberías y de la misma forma acelerar el proceso de instalación de las mismas en diferentes sectores de la industria inmobiliaria y así ahorrar tiempo y dinero.

5.4 Análisis de Costos

5.4.1 Costos Directos

Se derivan del diseño de la cámara de secado.

Tabla 26.
Costos Directos

Material	Característica	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Panel solar	16000 Btu	4	301,92	1207,68
Plancha de zinc	3x1m	52	6,5	338
Plancha de poliuretano	72m ²	72	20	1440
Tubería Intercambiador	Ø ¾"x1m	58	5,971	346,341
Ventilador		1	162,96	162,96
Tablero de control		1	232,4	232,4
Tanque de expansión	20 litros	1	60,16	60,16
Bomba de recirculación	0,3hp	1	53,67	53,67
Tanque acumulador	0,1 metro cúbicos	1	510,83	510,83
Calefón	6 litros	1	158,06	158,06
			subtotal	4510,101
			IVA 12%	541,212
			Total	5051,313

Nota. Proforma de Costos.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

En la tabla 26, se expone un listado de los materiales principales con su costo, para una futura construcción del proyecto y también para determinar la rentabilidad del mismo en el estudio de costos. Siendo los rubros mayores el de las planchas de poliuretano y el de los paneles solares. Obteniendo un costo total de materiales de \$ 5051,31.

5.4.2 Costos Indirectos

Se derivan de la mano de obra, insumos, diseño e ingeniería.

Tabla 27.
Costos Indirectos

Operación	Tiempo (h)	Costo (\$)
Diseño e ingeniería	200	2000
Mano de obra	80	500
Total		2500

Nota. Proforma de precios.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016)

En la tabla 27, se detalla los rubros de costos indirectos los cuales son prácticamente los costos de ingeniería y los costos de mano de obra.

5.4.3 Costo Total

Es la suma de los costos directos y los costos indirectos

Tabla 28.
Costo Total

Componentes	Costos
Costos directos	5051,313
Costos indirectos	2500
Total	7551,313

Nota. Proforma de precios.
Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

El proyecto tendría un costo final de \$ 7551.31 al sumar los costos directos e indirectos como se muestra en la tabla 28.

5.4.4 Flujo de caja

El flujo de caja representa los ingresos y egresos de dinero que presenta la empresa durante un período determinado de tiempo, como se muestra en la tabla 29, en este caso es de 5 años, el valor del ingreso anual de \$ 3564 se debe a que este valor estimado de ahorro para la empresa al implementar la cámara de secado es el resultado de acelerar el proceso de instalación de las tuberías y suprimir 3 horas.

El valor de egresos se debe a costos de compra de GLP y mantenimiento de la cámara de secado.

Tabla 29.
Flujo de caja

Concepto	Inversión inicial	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Inversión total	7551,31	5264,91	2978,51	692,11	-1594,29	-3880,69
Total de ingresos		2376	2376	2376	2376	2376
Total de egresos		89,60	89,60	89,60	89,60	89,60
Flujo efectivo neto		2286,40	2286,40	2286,40	2286,40	2286,40

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

5.4.5 Tasa de Descuento

Tasa de descuento llamada así porque descuenta el valor del dinero en el futuro a su equivalente en el presente y a los flujos traídos al tiempo cero se los llama flujos descontados (Baca Urbina, 2001, p. 181).

Para sacar la tasa de descuento se utiliza la siguiente ecuación:

$$Td = I + \frac{(Tp+Ta)}{2} \quad (5.1)$$

$$Td = 3.2 + \frac{4.53 + 11.2}{2} = 11\% \quad (5.2)$$

$$Td = 2,60 + \frac{(5,95 + 8,86)}{2} = 10,005\%$$

Donde:

I: Inflación 2,60 %.

Tp: Tasa pasiva 5,95%.

Ta: Tasa activa 8,86%.

De acuerdo al Banco Central del Ecuador (2016), según los datos actualizados al 2016 la tasa de inflación es de 2,60 %, la tasa activa y la tasa pasiva de 8,86 % y 5,95 % respectivamente, obteniéndose una tasa de descuento de 10% anual.

5.4.6 Valor Actual Neto (VAN)

Es el valor actual neto, este valor se obtiene de medir los flujos de caja futuros del proyecto que se quiere poner en marcha o en el que se quiere invertir, descontando la inversión inicial que se necesita

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{(1+i)^j} \quad (5.3)$$

$$VAN = -7551,3133 + \sum_{j=1}^5 \frac{11432}{(1+0,10)^j} = 1115,94\$ \quad (5.4)$$

Donde:

F_j : Flujo neto de caja en el período j .

I_0 : Inversión inicial.

i : Tasa de descuento de la inversión.

n : Horizonte de evaluación (número de años de la inversión).

5.4.7 Tasa Interna de Rendimiento (TIR)

La tasa interna de rendimiento o retorno, es la tasa de descuento por el cual el valor presente neto es igual a cero. Es la tasa que iguala la suma de los flujos descontados a la inversión inicial (Baca Urbina, 2001, p. 216).

$$0 = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{(1+TIR)^j} = VAN \quad (5.5)$$

$$0 = -7551,3133 + \sum_{j=1}^5 \frac{11432}{(1+0,16)^j} = VAN \quad (5.6)$$

$\therefore TIR=0,16$, entonces 16%

Donde:

F_j : Flujo neto en el Período j .

I_0 : Inversión inicial en el Período 0.

n : Horizonte de evaluación.

5.4.8 Razón Costo-Beneficio

La razón costo-beneficio es la relación entre los beneficios actualizados respecto a los costos actualizados del proyecto.

$$\text{Costo} - \text{Beneficio} = \frac{\Sigma \text{flujo de caja actualizados}}{\text{Inversión inicial}} - 1 \quad (5.7)$$

$$\text{Costo} - \text{Beneficio} = \frac{11432}{7551,3133} - 1 = 0,51 \quad (5.8)$$

5.4.9 Indicadores del Proyecto

Según los valores de los indicadores económicos se puede asegurar que el proyecto es rentable ya que el valor del Valor Actual Neto (VAN) es de \$ 1115,94 por lo tanto es mayor a 1, como se muestra en la tabla 30, lo que garantiza ganancias en el proyecto; el valor de Tasa Interna de Retorno (TIR) es de 16% es decir superior a la tasa mínima aceptable de rendimiento que es del 10% anual y la razón de costo-beneficio se puede concluir que por cada dólar invertido se obtendrá una ganancia de 0,51 ctvs.

Tabla 30.
Indicadores del Proyecto

VAN	\$1.115,94
TIR	16%
C/B	0,51

Elaborado por: E. Campaña y L. Herrera (2016).

Conclusiones

Las dimensiones de la cámara se encuentran acordes a las medidas de longitud y los diferentes diámetros de las tuberías que se ingresaran una vez que se haya culminado el proceso de pintura. Es decir, la longitud de la cámara es de 8 metros por 3 metros de ancho y 2,5 metros de altura, estas medidas son consideradas para el almacenamiento de las tuberías y los diferentes equipos que van a estar en el interior, como son: el intercambiador de calor que tendrá una medida de longitud de 1.2 metros y los ventiladores que van a lo largo del intercambiador, además se tomó en cuenta un espacio para el libre tránsito de coches y manipulación de las tuberías. La temperatura de diseño es de 60 grados Celsius, que están en el interior de la cámara. Esta temperatura es satisfactoria para el secado de la pintura en las tuberías, ya que la ficha técnica de la pintura a utilizar indica que se ocupara un tiempo de 2 horas promedio con temperatura de 22 grados Celsius, es decir para la cantidad de tuberías que están en el interior el tiempo de secado se va a reducir a la mitad del tiempo expuesto.

Para esta temperatura de diseño fue necesario que no existan muchas pérdidas de calor al ambiente, por ello se analizó el coeficiente global de transferencia de calor del material de poliuretano que está en el diseño de la cámara, este factor depende el área que va a cubrir la cámara, se buscó alternativas de presentación del poliuretano y se encontró planchas tipo sándwich que es de una lámina de zinc con el poliuretano en la mitad y lamina de zinc, esta presentación tiene un coeficiente de conductividad térmica de 0,025 W/m °C. Este coeficiente es muy bajo para perdidas de calor al exterior. De igual forma este material se ocupó para el techo de la cámara.

Se determina de esta manera el calor que se necesita en la cámara es de 3kW generados en una hora, para el funcionamiento será de 6 horas, es decir la potencia que se necesita es de 18.6 kW en 6 horas.

Para el diseño de los paneles solares se debe tomar en cuenta la radiación a la que va a estar expuesto el colector solar, esta radiación a su vez depende del ángulo de inclinación hacia el sol, con los factores de la latitud y longitud del lugar en donde se encuentra, con un ángulo óptimo de inclinación de 5 grados.

El área para la captación de radiación es de 8m^2 , con 4 colectores solares, cada uno de 2m^2 , estos colectores estarán ubicados en la parte superior del techo de la planta industrial de la empresa para mayor absorción de la radiación del lugar.

Para que la cámara tenga la temperatura de 60 grados Celsius se diseñó un intercambiador de calor con tubos de cobre de 3/4 de pulgada, que transmitirá calor por convección forzada al interior. Este intercambiador en un primer diseño se realizó de un paso de carcasa y 6 tubos y una longitud de 7,47 metros, esta longitud se corrigió, ya que tenemos la restricción de espacio de la cámara de 1,5 metros, obteniendo el mismo número de tubos con 6 pasos de carcasa y una longitud de cada tubo de 1,26 metros de longitud, cumpliendo así la restricción de la longitud en donde ira colocado el intercambiador.

Los datos obtenidos en el cálculo de diseño se ingresaron en el programa para la simulación, dando como resultado las temperaturas deseadas en el tiempo estimado para calentar el aire en el interior de la cámara y de esta manera secar la pintura en las tuberías.

Recomendaciones

Para el diseño de la cámara hay que tomar en cuenta el lugar en donde se vaya a realizar la instalación de los colectores solares, con la inclinación respectiva para que tenga una mayor captación de radiación y de esta manera tener una mayor eficiencia al momento de calentar el agua.

Este diseño es considerado para la generación de calor mediante convección forzada, es decir se debe analizar los parámetros para la instalación de los paneles para calentamiento en domicilios o para diferentes aplicaciones que este vaya a tener.

Es necesario tener una energía auxiliar en cuanto a energía renovable se desee diseñar puesto que las energías de sustentación renovable no siempre van a ser continuas y van a depender a factores y condiciones ambientales.

Para la ventilación en la cámara, se recomienda realizar un sistema de ventilación que ayude a la extracción de los químicos que emite en forma gaseosa la pintura en la tubería y de esta manera garantizar la seguridad tanto de los trabajadores, como de la infraestructura de la instalación.

Siempre se debe realizar un chequeo de la temperatura que va a estar en el ambiente, si se aumenta algún equipo o se pretenda secar algún otro elemento, la temperatura no será constante y de debe realizar nuevos cálculos para evitar contratiempos durante el secado

Lista de referencias

- Argas-Bosch. (s.f.). www.argas.com.uy. Obtenido de <http://www.argas.com.uy/productos/calefones/calefon-bosch-6lpb.pdf>
- Baca Urbina, G. (2001). *Evaluación de Proyectos* (Cuarta ed.). Mexico DF, Mexico: McGraw-Hill/Interamericana Editores S.A.
- Banco Central del Ecuador. (Febrero de 2016). *bce.fin.ec*. Obtenido de <http://www.bce.fin.ec/index.php/indicadores-economicos>
- Carta Gonzáles, J. A., Calero Pérez, R., Colmenar Santos, A., & Castro Gil, M. A. (2009). *Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables*. Madrid, España: Pearson Educación S.A.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa* (Vol. 4a. ed.). México, D.F.: McGRAW-HILL S.A.
- Censolar. (2013). *Instalaciones de Energía Solar* (6ta Edición ed.). Sevilla, España: Progenisa.
- Cobre Global. (04 de Febrero de 2015). <http://www.cobreglobal.com/>. Obtenido de http://www.cobreglobal.com/images/pdf/CGL016_Catalogo_2015_02_04.aspx
- Conelec. (Agosto de 2008). Atlas Solar del Ecuador con fines de Generación Eléctrica. *Corporación para la Investigación Energética*.
- Conelec. (Agosto de 2008). Atlas Solar del Ecuador con fines de Generación Eléctrica. *Corporación para la Investigación Energética*.
- Duffie, J., & Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (Vol. 4a. ed.). New Jersey, United States of America: John Wiley & Sons, Inc.

Hernández, A., & Mendaza, P. L. (2015). *Cabinas de seguridad biológica*.

Recuperado el 1 de Octubre de 2015, de <http://jmcprl.net>:

http://www.jmcprl.net/NTPs/@Datos/ntp_233.htm

Hornos Industriales Ltda. (12 de Marzo de 2016). <http://hornosindustriales.cl/>.

Obtenido de

http://hornosindustriales.cl/Menu/1_Hornos_industriales/hornos_industriales.htm

Incropera, F., & DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Vol. 4a.

ed.). México: Prentice Hall.

J. Glynn, H., & Gary W. , H. (1999). *Ingeniería Ambiental* (2da Edición ed.). Mexico:

Pearson Educación.

Jutglar Banyeres, L. (2012). *Generación de energía solar fotovoltaica* (Vol. 1a. ed.).

Barcelona, España: Marcombo S.A.

Jutglar, L. (2004). *Energía solar*. Barcelona, España: Aleph, Servicios editoriales.

Jutglar, L., Miranda, A. L., & Villarubia, M. (2012). *Manual de Calefacción* (Primera

ed.). Buenos Aires, Argentina: Lexus.

Karlekar, B., & Desmond, R. (1995). *Transferencia de calor* (2da Edición ed.). Mexico:

Industrial Editorial.

Manjarres Cordova, D. L., & Pacheco Chavez, L. E. (2008). *Seguridad Industrial en*

Instalaciones Centralizadas Gasodomesticas. Quito.

Meihua International. (2015). *Cabinas de aire laminar*. Recuperado el 1 de Octubre

de 2015, de <http://meihua.com>:

<http://meihuatrade.en.alibaba.com/product/1582611054->

[214527481/Vertical_Laminar_Air_Flow_Cabinet_Clean_bench.html](http://meihuatrade.en.alibaba.com/product/1582611054-214527481/Vertical_Laminar_Air_Flow_Cabinet_Clean_bench.html)

- Mora R., N. E. (s.f.). *Universidad de los Andes Venezuela*. Obtenido de http://webdelprofesor.ula.ve/forestal/moranest/pagina_personal/presentaciones/secado_3.pdf
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos* (Sexta ed.). (J. Enriquez Brito, Trad.) México: Pearson Educación.
- Nasa. (11 de Febrero de 2016). *Atmospheric Science Data Center*. Obtenido de https://eosweb.larc.nasa.gov:https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?&num=102090&lat=-0.096&submit=Submit&hgt=100&veg=17&sitelev=&email=skip@larc.nasa.gov&p=grid_id&step=2&lon=-78.473
- Pérez Chávez, F. (2006). *Diseño de una cabina de pintura para elementos aeronauticos*. Cádiz.
- Peuser, F., Remmers, K.-H., & Schnauss, M. (2005). *Sistemas Solares Térmicos* (1ª Edición ed.). Sevilla: Progenza.
- Powdertronic. (s.f.). <http://powdertronic.com/>. Obtenido de <http://powdertronic.com/hornos-infrarrojos/>
- Ventur. (2014). <http://www.ventur.se/>. Obtenido de <http://www.ventur.se/>

Anexos

Anexo 1 Características de las pinturas utilizadas en el proceso de pintado de tuberías.



ANTICORROSIVA

IDEAL COMO FONDO EN LA PROTECCIÓN DEL METAL

1/1

REFERENCIAS Y COLORES	310 Roja	507 Mate gris	311 Negra
	312 Blanca		
PRESENTACION	Galón y ¼ de galón		
DESCRIPCIÓN	Pintura anticorrosiva alquídica con pigmentos inhibidores de la corrosión, utilizadas como fondo o base en la protección de metales.		
USOS	Para proteger ventanas, puertas, rejas, pasamanos y otros objetos metálicos en ambientes interiores o exteriores de climas fríos o templados, libres de contaminación industrial y sin contacto permanente con líquidos.		
ESPECIFICACIONES	Rendimiento práctico aproximado (2 capas)		20 – 25 mtrs ² /galón
	Secamiento a 25°C y Humedad relativa del 60%		6 horas
	Segundas manos		6 – 8 horas
	Para aplicar esmalte		
PREPARACIÓN DE SUPERFICIE	<ul style="list-style-type: none"> El metal debe estar seco y libre de polvo mugre, grasa y pintura deteriorada. Eliminar el óxido con rasqueta, cepillo de alambre, papel de lija o esmeriladores. El óxido residual difícil de suprimir se trata con Pintóxido ref. 514; las pinturas deterioradas se quitan con Removedor Pintuco Ref. 1020. Al aluminio, hojalata, zinc y metales lisos o pulidos, se les aplica Wash-Primer Pintuco ref. 509A/509B para obtener óptima adherencia de la anticorrosiva. 		
APLICACIÓN	<ul style="list-style-type: none"> Se revuelve bien la anticorrosiva con una espátula limpia para obtener su completa uniformidad. Se deja secar ocho horas y se aplica como pintura de acabado Acualux, Pintulux, mate Supersintética, Pincelada Esmalte y/o pintura de aluminio. Los equipos aplicadores se lavan con ajustador Pintuco Refs. 121.001 ó 121.110 		
EQUIPOS DE APLICACIÓN	Pintura Anticorrosiva	Ajustador Ref. 121.132 ó Thinner Ref.121.006	
Brocha	1 Galón	1/16 Galón	
Rodillo	1 Galón	1/8 Galón	
Pistola Airless	1 Galón	1/8 Galón	

Servicio Técnico – 04-2281-700 GUAYAQUIL/ ECUADOR
 Teleinformación: Colombia 018000-520404, Ecuador 1-800 PINTUCO, Venezuela 0-800 PINTUCO
 e-mail: pintuco@pintec.com.ec
 Fecha de elaboración: Julio de 2005. Fecha de Revisión: Julio de 2008
 Esta información es solo válida hasta la fecha de Revisión.



PINTURAS CÓNDOR S.A.

el color es vida

DESCRIPCIÓN TÉCNICA

PRODUCTO: ANTIOX CONVERTIDOR

CÓDIGO: 900BC 900MC

DESCRIPCIÓN

Recubrimiento anticorrosivo elaborado con resinas sintéticas libres de plomo, cromo y/o metales pesados, formulado con pigmentos inhibidores de corrosión no tóxicos. Caracterizado por su rápido secamiento, fácil aplicación y excelente comportamiento en exposición ambiental.

Los pigmentos inhibidores le confieren gran resistencia a la corrosión ocasionada por los agentes atmosféricos, incluye anticorrosivos especiales orgánicos que transforman las áreas con óxido firmemente en un compuesto "estable" impidiendo al formar una nueva capa microcristalina el avance del óxido, proporcionando recubrimientos de características excepcionales para la protección de metales ferrosos y una excelente base para ser recubierta con esmaltes sintéticos.

No se requiere lijar a fondo, solo eliminar escamas de laminación y óxido suelto.

VENTAJAS

- Excelente resistencia a la corrosión.
- Capacidad de convertir la capa de óxido en una barrera anticorrosiva.
- Excelente durabilidad.
- No hay necesidad de preparar la superficie exageradamente, basta eliminar la capa suelta.
- Gran resistencia en ambientes salinos.
- El Antiox convertidor brillante cumple funciones de fondo y acabado 2 en 1.

ESPECIFICACIONES

COLORES BRILLANTES

Color: Blanco, negro, rojo óxido, naranja y gris

Contenido de sólidos en peso: 41.8%

Contenido de sólidos en volumen: 29.9%

Rendimiento teórico: 11 m²/litro a un espesor seco de 1.0 mils

COLORES MATES

Color: Blanco, negro, rojo óxido, naranja y gris

Contenido de sólidos en peso: 54.4%

Contenido de sólidos en volumen: 33.8%

Rendimiento teórico: 13 m²/litro a un espesor seco de 1.0 mils

USOS

- Protector anticorrosivo para superficies metálicas ferrosas.
- Ideal para interiores y exteriores.
- Puede ser usado como base y luego recubierto con cualquier tipo de esmalte sintético.
- Recomendado para pintado en general en industrias, para máquinas, estructuras metálicas y trabajos de mantenimiento.

PREPARACIÓN DE SUPERFICIE

- Asegúrese de que la superficie a pintar esté libre de: grasa, aceite, polvo, suciedad, humedad y óxido suelto.
- En trabajos de repinte deberá eliminarse la pintura antigua en mal estado.

INSTRUCCIONES DE APLICACIÓN

- Homogenice el producto con una espátula.
- Para adelgazar el producto, usar thinner laca 100 SM en una relación 4:1 (4 partes de Antiox convertidor y 1 parte de thinner) para los brillantes. En el caso de los mates la relación de dilución es 2:1 (2 partes de Antiox convertidor y 1 parte de thinner). Para aplicación con pistola se recomienda viscosidades de 18 a 22 segundos copa Zahn #2. Para aplicación con brocha o rodillo se recomienda adicionar aproximadamente el 10 % de thinner.
- Aplique una mano. En ambientes altamente corrosivos se recomienda aplicar dos manos para una mejor protección.

EQUIPO DE APLICACIÓN

Brocha, rodillo o pistola convencional.

SECAMIENTO

BRILLANTE

AL TACTO: 2 horas (18° - 22 °C y 60% H.R.)
PARA SEGUNDAS MANOS: 6 a 8 horas (18 - 22 °C y 60 % H.R.)

MATE

AL TACTO: 30 a 60 minutos (18° - 22 °C y 60% H.R.)
PARA SEGUNDAS MANOS: 3 a 4 horas (18 - 22 °C y 60 % H.R.)

LAVADO DE EQUIPO Y ASEO

Thinner laca 100SM

PRECAUCIONES

- Mantenga el envase bien cerrado y almacénalo en un lugar fresco y seco.
- Manténgase alejado del fuego (Producto altamente inflamable)
- Evite el contacto prolongado con la piel y evite la inhalación prolongada de vapores.
- Aplique con ventilación adecuada y use el equipo de protección: mascarilla de filtros, guantes y gafas.
- Manténgalo fuera del alcance de los niños.
- En caso de contacto con la piel, lave el área afectada con abundante agua, si se ingirió por error no induzca el vómito, busque atención médica inmediata. Si el contacto es en los ojos, lave inmediatamente con abundante agua y busque atención médica especializada.

MANTENGALO FUERA DEL ALCANCE DE LOS NIÑOS

PINTURAS CÓNDOR S.A. Cusubamba Oe1-365 y Manglaralto (sector Guajaló)
Teléfonos: 2671475 - 2671115
Quito-Ecuador

Anexo 2 Hoja en Excel, para el cálculo de energía necesaria en la cámara

CÁMARA					
Temperatura	Interior	60	°C	140	°F
	Exterior	18		64,4	
Pared	b	8	m	26,24	pie
	a	3		9,84	
	h	2,5		8,2	
Puerta	p	1,5		4,92	
Material Pared	Poliuretano	0,014	k (Btu-in/h•pie ² •°F)		
	Zinc	63,560			
Material Techo	Zinc	63,560			
	Poliuretano	0,014			
Material Piso	Concreto	5,200			
Material Puerta	Poliuretano	0,014			
	Zinc	63,560			
Aire interior	Tranquilo	1,650	h (Btu/h•pie ² •°F)		
Aire exterior	En mov. 15 mph	6			
Perdidas en pared		169,50		0,006	Btu/h•pie ² •°F
Perdidas en techo		189,80		0,005	
Perdidas en piso		1,91		0,524	
perdidas en puerta		169,50		0,006	
Espesor de la pared		60	mm	2,362	pulg
Espesor del zinc		0,4		0,016	
Espesor del techo		60		2,362	
Espesor del piso		150		5,906	
Espesor de la puerta		60		2,362	
Área	Paredes	48	m ²	511,02	pie ²
	Techo	24		258,20	
	Piso	24		258,20	
	Puerta	7,5		80,69	

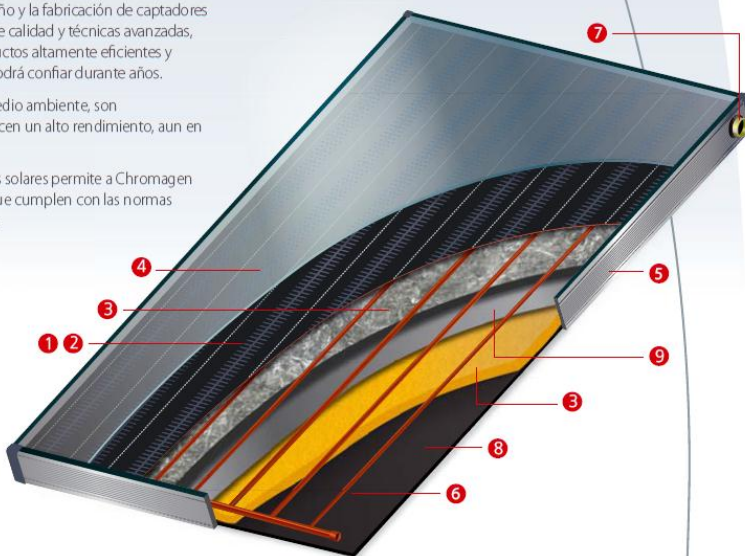
Paredes	227,92	BTU/h
Techo	102,52	
Piso	10228,47	
Puerta	35,99	
Total	10595	
	63569	BTU/ en 6 horas
	3,105	KW*H

Captadores Solares

Chromagen ha afinado el diseño y la fabricación de captadores solares utilizando materiales de calidad y técnicas avanzadas, con los que se obtienen productos altamente eficientes y duraderos, en los que usted podrá confiar durante años.

Los productos preservan el medio ambiente, son notablemente versátiles y ofrecen un alto rendimiento, aun en condiciones extremas.

La amplia gama de captadores solares permite a Chromagen ofrecer soluciones versátiles que cumplen con las normas internacionales más exigentes.



1. Superficie de captación

Consiste en aletas soldadas ultrasónicamente a tuberías de cobre, que proporcionan una excelente transferencia de calor entre ellos, asegurando así una gran eficiencia.

2. Revestimiento de la superficie de captación

La superficie de captación está recubierta con un revestimiento de Titanio o bien, con cromo negro sobre níquel o con una pintura solar negra, altamente selectiva. Todos ellos permiten una excelente absorción de la energía, aun en condiciones de baja radiación.

3. Aislamiento

Caja de poliuretano rígido de 25 mm de espesor. Según modelos, una lámina de lana mineral de 25 mm de espesor, protege el poliuretano y ofrece un mayor aislamiento.

4. Vidrio Solar Templado

Un solo vidrio solar, de 3,2 mm de espesor, diseñado para reducir la reflexión y templado para maximizar su resistencia y duración. Su bajo contenido de óxido de hierro, 0,03%, permite una alta transmisión solar, del 91%.

5. Cajas

A. Aluminio

Construidas en aluminio extrudido y anodizado son de gran solidez y fabricadas en color natural.

B. Acero galvanizado

Construidas en acero galvanizado con un acabado en poliéster, gris o blanco.

6. Red de conductos

Conductos de cobre de 8 ó 16 mm soldados a conductos principales de 28,5 ó 22 mm con una distribución óptima del flujo.

7. Conexión de las tuberías

Cuatro adaptadores hembra BSP de bronce, de $\frac{3}{4}$ " o alternativamente, sin adaptadores.

8. Dorso

El dorso está fabricado en una lámina de polipropileno negro.

9. Lámina de aluminio

La lámina de aluminio, integrada con el aislamiento, actúa como una barrera para evitar pérdidas por radiación.

www.chromagen.es



Especificaciones

Modelo	CR 10 D		CR 10		CR 12	
Área bruta (m ²)	2,05		2,37		2,80	
Largo (cm)	190		219		219	
Ancho (cm)	108		108		128	
Espesor (cm)	9		9		9	
	16mm	8mm	16mm	8mm	16mm	8mm
Peso (vacío) (kg)	39	38	44	43	50	51
Capacidad de fluido (litros)	3,23	1,26	3,56	1,26	4,13	1,62

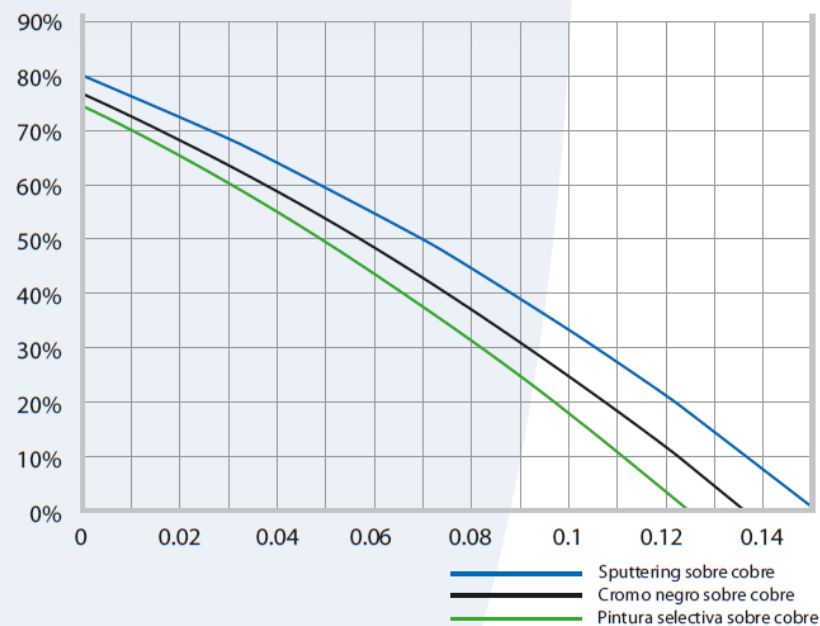
- Presión de prueba de los captadores: 12 atm.
- Presión de trabajo máxima de los captadores: 10 atm.

Especificaciones del revestimiento

Tipo	Absortividad α	Emisividad ϵ	Temperatura de estancamiento A 1000 W/m ² y temperatura ambiente, 30°C
Pintura selectiva	0,9	0,45	160°C
Cromo negro	0,95	0,12	170°C
Titanio	0,95	0,05	180°C

Debido a los desarrollos permanentes, las especificaciones están sujetas a cambios sin aviso.

Eficiencia de los captadores



$$x = (T_m - T_a)/G$$

T_m = Temperatura del agua ($T_{\text{salida}} + T_{\text{entrada}}$)/2

T_a = Temperatura ambiente

G = Radiación solar instantánea (~850 W/m²)



WAGNER SOLAR EURO C32-RH

El captador solar EURO C32 de 2,0 m² de superficie de apertura, se trata de un producto altamente competitivo. Puede ser instalado tanto en formato horizontal como vertical. Diseñado para instalaciones medianas y grandes, permite una gran flexibilidad en la configuración del campo solar.



WAGNER SOLAR EURO C20-HTF

Con una superficie de 2,4 m² y un aislamiento de 60 mm que minimiza las pérdidas, este producto presenta una excelente relación calidad-precio. Gracias a su alto rendimiento y un eficiente funcionamiento en sistemas de bajo flujo, permite la reducción de costes hidráulicos en tuberías y accesorios.



WAGNER SOLAR LBM

El captador LBM es el resultado de un desarrollo continuo de la gama reconocida LB. Disponible en 6 y 9,1 m² de área de apertura, está especialmente diseñado para instalaciones de gran tamaño. Su hidráulica interna que permite conectar baterías de hasta 70 m² en paralelo, el diseño en bajo flujo y su preparación para el montaje directamente con grúa, facilitan la ejecución racional de grandes campos de captación solar reduciendo drásticamente los costes de instalación.



WAGNER SOLAR EURO C20-AR

El captador plano más eficiente de Europa es el EURO C20AR, con vidrio de seguridad antirreflexivo SUNARC, su aislamiento de 60 mm y área de apertura de 2,4 m², le permite la máxima transmisión de energía solar. Por su alto rendimiento, es el producto perfecto cuando falta espacio en la cubierta.

Wagner Solar dispone de sistemas de montaje para todos sus productos, tanto sobre la cubierta plana o inclinada, como integrados en la misma, con fijaciones específicas que garantizan la impermeabilidad y favorecen la integración arquitectónica.

MODELO	EURO C32-RH	EURO C20-HTF	LBM 100 HTF	LBM 67 HTF	EURO C20-AR
Nº Referencia Comercial	108 160 59	10816050 (aluminio) 10816051 (negro)	10400503	10400502	10816060 (aluminio) 10816061 (negro)
CURVAS DE RENDIMIENTO					
Coeficientes UNE 12795-1					
η_0	81,90%	81,80%	78,20%	79,10%	85,40%
a_1	4,227	3,47	3,191	3,449	3,37
a_2	0,014	0,0101	0,013	0,008	0,0104
Coeficientes INTA 600 001					
b, factor de ganancia		0,74			
m*10, factor de pérdidas		3			

MODELO	EURO C32-RH	EURO C20-HTF	LBM 100 HTF	LBM 67 HTF	EURO C20-AR
Nº Referencia Comercial	108 160 59	10816050 (aluminio) 10816051 (negro)	10406503	10400502	10816060 (aluminio) 10816061 (negro)
DIMENSIONES					
Dimensiones totales (mm)	1930 x 1160 x 90	2150 x 1215 x 111	5940 x 1700 x 120	3973 x 1699 x 120	2150 x 1215 x 111
largo x ancho x fondo					
Superficie total (m ²)	2,24	2,61	10,09	6,75	2,61
Superficie de apertura (m ²)	2,03	2,37	9,1	6,02	2,37
Superficie del absorbidor (m ²)	2,05	2,41	9,03	6,06	2,41
PESO Y CAPACIDAD					
Peso en vacío (kg)	39,5	43	180	120	48
Peso en funcionamiento (kg)	41	50	188	126	50
Capacidad de fluido (l)	1,2	1,3	7,5	4,9	1,3
Caudal nominal del captador (l/h)	35	30	30	30	30
Nº máximo de captadores en fila	17	4	7	7	4
PRESIONES					
Presión máxima de trabajo (bar)	10	10	10	10	10
Presión máxima de prueba (bar)	15	19	15	19	15
CALIDADES FABRICACIÓN					
Cubierta de vidrio	Vidrio solar de seguridad supertransparente de 4 mm	Vidrio solar de seguridad supertransparente de 4 mm	6 cubiertas de vidrio solar de seguridad supertransparente de 4 mm	6 cubiertas de vidrio solar de seguridad supertransparente de 4 mm	Vidrio solar con tratamiento antirreflexivo de 4 mm, transmisividad 96 %
Configuración interior (parrilla / meandro)	Parrilla	Parrilla mixta	6 serpentines en paralelo	4 serpentines en paralelo	Parrilla mixta
Diámetro del tubo	Colectores Ø 22 mm / Tubos absorbedor Ø 8 mm	Colectores Ø 18 mm / Tubos absorbedor Ø 10 mm	Colectores Ø 22 mm / Tubos absorbedor Ø 8 mm	Colectores Ø 22 mm / Tubos absorbedor Ø 8 mm	Colectores Ø 18 mm / Tubos absorbedor Ø 10 mm
Tratamiento selectivo	Recubrimiento en vacío selectivo no contaminante de alta eficiencia (absorción 95%, emisividad 5%)	Recubrimiento en vacío selectivo no contaminante de alta eficiencia (absorción 95%, emisividad 5%)	Recubrimiento en vacío selectivo no contaminante de alta eficiencia (absorción 95%, emisividad 5%)	Recubrimiento en vacío selectivo no contaminante de alta eficiencia (absorción 95%, emisividad 5%)	Recubrimiento en vacío selectivo no contaminante de alta eficiencia (absorción 95%, emisividad 5%)
Material de la carcasa	Aluminio anodizado grado marino	Aluminio anodizado grado marino	Aluminio anodizado grado marino	Aluminio anodizado grado marino	Aluminio anodizado grado marino
Soldadura	Ultrasonido sin aporte de material	Ultrasonido sin aporte de material	Ultrasonido sin aporte de material	Ultrasonido sin aporte de material	Ultrasonido sin aporte de material
Construcción	Absorbedor de área completa soldada por ultrasonido a parrilla de cobre.	Absorbedor de área completa soldada por ultrasonido a parrilla de cobre.	Absorbedor de área completa soldada por ultrasonido a parrilla de cobre.	Absorbedor de área completa soldada por ultrasonido a parrilla de cobre.	Absorbedor de área completa soldada por ultrasonido a parrilla de cobre.
Aislamiento térmico Fondo	Lana mineral 40 mm	Lana mineral 60 mm	Lana Mineral 35 mm / Espuma Poliuretano 25 mm	Lana Mineral 35 mm / Espuma Poliuretano 25 mm	Lana mineral 60 mm
Aislamiento térmico Lateral	Parcial lana mineral 40 mm	Parcial lana mineral 20 mm	Parcial lana mineral 20 mm	Parcial lana mineral 20 mm	Parcial lana mineral 20 mm
Terminación posterior	Lamina estable de aluminio anodizada en grado marino	Lamina estable de aluminio anodizada en grado marino	Lamina estable de aluminio anodizada en grado marino	Lamina estable de aluminio anodizada en grado marino	Lamina estable de aluminio anodizada en grado marino
Sellado	Junta continua de EPDM	Junta continua de EPDM	Junta continua de EPDM	Junta continua de EPDM	Junta continua de EPDM
Conexiones	4 x tubo liso de cobre de 22 mm con conexiones SAMBLAS	2 x rosca macho 1/2"	4 x tubo liso de cobre de 22 mm con conexiones SAMBLAS	4 x tubo liso de cobre de 22 mm con conexiones SAMBLAS	2 x rosca macho 1/2"
Temperatura de estancamiento (°C)	196	227	198	198	232
GARANTÍA (AÑOS)	5 años ampliables a 10	5 años ampliables a 10	5 años ampliables a 10	5 años ampliables a 10	5 años ampliables a 10
OBSERVACIONES			Captador con vidrios desmontables.	Captador con vidrios desmontables.	

Anexo 4 Hoja en Excel, para el cálculo de los paneles solares

PANEL SOLAR			
Calor requerido para la cámara	Q requerida	3,1051	KW
Horas de funcionamiento		6	h/día
Radiación	HT	5,0625	W-h/m2-dia
Factor en función de la inclinación	Para 5 grados de inclinación	1,0008	
Eficiencia del colector	n	70	%
	Área general requerida (total)	5,25	m2
	Factor de seguridad	1,3	
	Número de colectores	4	

Anexo 5 Ficha técnica calefón Bosh 6 l

Especificaciones técnicas.

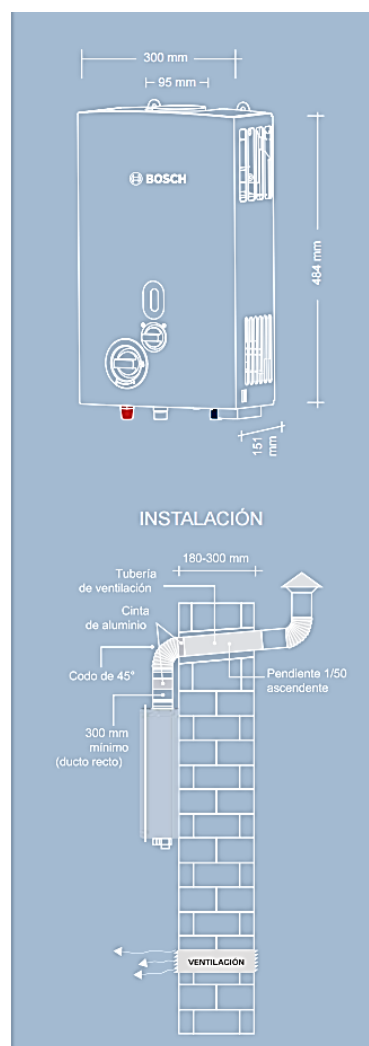
	Símbolo	Unidades	Confort 6 BP
Potencia y Caudal			
Carga térmica	Pn	kW	10,4
Carga térmica mínima	Pmin	kW	4,2
Margen de regulación		kW	4,2 - 10,40
Datos referentes al gas ¹⁾			
Presión de conexión			
Gas natural H	GN	kPa	2,0
G.L.P. (Butano/Propano)	GLP	kPa	2,8 / 3,7
Consumo			
Gas natural H	GN	m³/h	1,25
G.L.P. (Butano/Propano)	GLP	kg/h	0,96
Números de inyectores			8
Datos relativos a parte de agua			
Presión máxima admisible ²⁾	pw	Mpa	1,0
		kg/cm²	10,0
Presión mínima de funcionamiento	pwmin	MPa	0,0095
Margen de caudales		l/min	6,0
Caudal mínimo de arranque		l/min	2,2
Temperatura de los gases quemados			
Temperatura ³⁾		°C	180
Diámetro ducto de evacuación de gases		mm	95
Generalidades			
Peso (neto)		kg	6,2
Peso (embalado)		kg	7,5
Alto x Ancho x Profundidad		mm	484 x 300 x 151

1) Hi 15 °C - 1013 mbar, Gas Natural 34,02 MJ/m³ (9,45 kWh/m³)
GLP: Butano 45,65 MJ/kg (12,9 kWh/kg)

2) Considerando el efecto de la dilatación del agua, NO debe sobrepasarse este valor

3) Para potencia calorífica nominal

**ÚNICO QUE FUNCIONA CON TAN SOLO
100 GRAMOS DE PRESIÓN**



Anexo 6 Tablas de propiedades para la espuma de poliuretano.

CARACTERÍSTICAS DE LA ESPUMA

CARACTERÍSTICAS		UNIDAD	9932-R
Densidad media aplicada	UNE 53215	Kg/m ³	45
Resist. Compresión 8%	UNE 53205	Kg/cm ²	2 – 2.5
Estabilidad Dimensional 24horas	-30°C +80°C	% Vol.	<0.5 <1
Reacción al fuego	UNE 23727	Clase	M-4
% Celdas cerradas	ISO 4590	%	>90
Coef. Conductividad Térmica 20°C	UNE 92202	W/m°C	0.025

RECOMENDACIONES DE ALMACENAMIENTO

Los componentes A y B son sensibles a la humedad, debiendo conservarse en bidones o depósitos herméticos. La temperatura de almacenamiento debe estar entre +15 y +25 °C.

Se deben evitar temperaturas inferiores que pueden provocar cristalizaciones en el isocianato, así como temperaturas elevadas que pueden producir alteraciones en el polioliol e hinchamiento del mismo bidón.

Con un almacenaje adecuado los períodos de validez son de 6 meses para el componente A (polioliol) y de 9 meses para el componente B (isocianato).

RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD

El sistema no presenta riesgos significativos con un manejo adecuado; se evitará el contacto con los ojos y la piel. Durante su elaboración y manipulación del sistema deben tenerse en cuenta las "Fichas de Datos de Seguridad" de los productos.

FORMA DE SUMINISTRO

El material es normalmente suministrado en bidones metálicos no retornables de 230 litros (azul para el componente A y negro, rojo o verde para el componente B).

Página 3 de 3

Propiedades de materiales aislantes
(a una temperatura media de 24°C)

Material	Espesor, <i>L</i> mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, <i>k</i> W/m · K	Calor específico, <i>c_p</i> kJ/kg · K	Valor <i>R</i> (para los espesores de la lista, <i>L/k</i>), K · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca,	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
escoria o vidrio)	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (<i>R</i> -11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93

Anexo 7 Tablas de propiedades para la tubería de cobre.



Inspection certificate M150615-27

GD COPPER S. DE R.L. DE C.V.
ANTIGUO CAMINO A HERMANAS,
ESTANCIAS DE SAN JUAN
BAUTISTA #1100 C.P. 25701
MONCLOVA, COAHUILA
MEXICO

Date: 15/06/2015
Dept.: Technical Department
Plant: México.
Tel: 0152 866 6392111

Order No. SO-08099 Packlist: 13-37681			Client	DISMACONCOBRE	
Product GD Copper Tube, Our "Golden Dragon" brand Refrigeration quality. Straight tube DISMACONCOBRE No. GD Inspection No.			Net Weight	1,145.40 KGS.	
			Standard	ASTM B88	
			Material	C12200	
			Temper	H58 Drawn Gral. Purpose	
			Specifications	Type L 3/4"	
			Sample Data	1504292040	
Tensile strength (≥ 36 KSI)	Outside Diameter (0.874-0.876")	Wall (0.041-0.049")	Chemical Composition		
			Cu %	P %	
60.91	0.875	0.0413	99.972	0.0226	
Eccentricity (≤0.008")	HR30T (≥30)				
0.003	53.5				

According to the result of the agreed inspections, we hereby certify that the material described above complies with the terms of the order contract.

Visual inspection and dimensional control
Eddy current test

Pass

Pass



Metales	Propiedades a 68°F				k, conductividad térmica, Btu/h pie°F										
	ρ lb/pie ³	c_p Btu lb F	k Btu h pie °F	α pie ² /h	-148 F -100 C	32 F 0 C	212 F 100 C	392 F 200 C	572 F 300 C	752 F 400 C	1112 F 600 C	1472 F 800 C	1832 F 1000 C	2192 F 1200 C	
Cobre:															
Puro.....	559	0.0915	223	4.353	235	223	219	216	213	210	204				
Aluminio bronceado 95 Cu, 5 Al.....	541	0.098	48	0.903											
Bronce 75 Cu, 25 Sn.....	541	0.082	15	0.333											
Latón rojo 85 Cu, 9 Sn, 6 Zn.....	544	0.092	35	0.699		34	41								
Latón 70 Cu, 30 Zn.....	532	0.092	64	1.322	51		74	83	85	85					
Plata alemana 62 Cu, 15 Ni, 22 Zn.....	538	0.094	14.4	0.284	11.1		18	23	26	28					
Constantan 60 Cu, 40 Ni.....	557	0.098	13.1	0.237	12		12.8	15							
Magnesio															
Puro.....	109	0.242	99	3.762	103	99	97	94	91						
Mg-Al (electrolítico) 6-8 % Al, 1-2 % Zn.....	113	0.24	38	1.397		30	36	43	48						
Mg-Mn 2 % Mn.....	111	0.24	66	2.473	54	64	72	75							
Molibdeno.....	638	0.060	71	1.856	80	72	68	66	64	63	61	59	57	53	
Níquel:															
Puro (99.9 %).....	556	0.1065	52	0.878	60	54	48	42	37	34					
Impuro (99.2 %).....	556	0.106	40	0.677		40	37	34	32	30	32	36	39	40	
Ni-Cr 90 Ni, 10 Cr.....	541	0.106	10	0.172		9.9	10.9	12.1	13.2	14.2					
80 Ni, 20 Cr.....	519	0.106	7.3	0.133		7.1	8.0	9.0	9.9	10.9	13.0				
Plata															
Purísima.....	657	0.0559	242	6.589	242	241	240	238							
Pura (99.9 %).....	657	0.0559	235	6.418	242	237	240	216	209	208					
Tungsteno.....	1208	0.0321	94	2.430		96	87	82	77	73	65	44			
Zinc, puro.....	446	0.0918	64.8	1.591	66	65	63	61	58	54					
Estaño, puro.....	456	0.0541	37	1.505	43	38.1	34	33							

* De Heat & Mass Transfer por Eckert y Drake. Copyright 1959 por McGraw-Hill Book Company, Inc.
Usado con autorización de McGraw-Hill Book Co.

Anexo 8 Tablas de propiedades del zinc.

Propiedades de metales sólidos (conclusión)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Uranio	1 406	19 070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9
Vanadio	2 192	6 100	489	30.7	10.3	94	108	125	146	176	180
						35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2
Zinc	693	7 140	389	116	41.8	258	430	515	540	563	597
						117	118	111	103		
Zirconio	2 125	6 570	278	22.7	12.4	297	367	402	436		
						33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7
						205	264	300	332	342	362

De Frank P. Incropera y David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3a. ed., 1990. Este material se utilizó con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

Anexo 9 Tablas de propiedades del aire.

APENDICE G-1. Valores de propiedades de gases a presión atmosférica (Sistema inglés de unidades)*

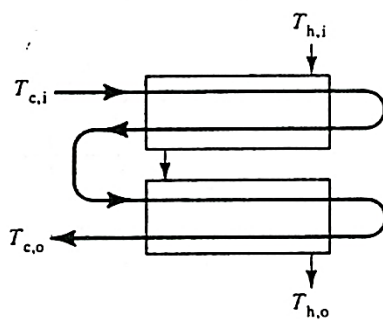
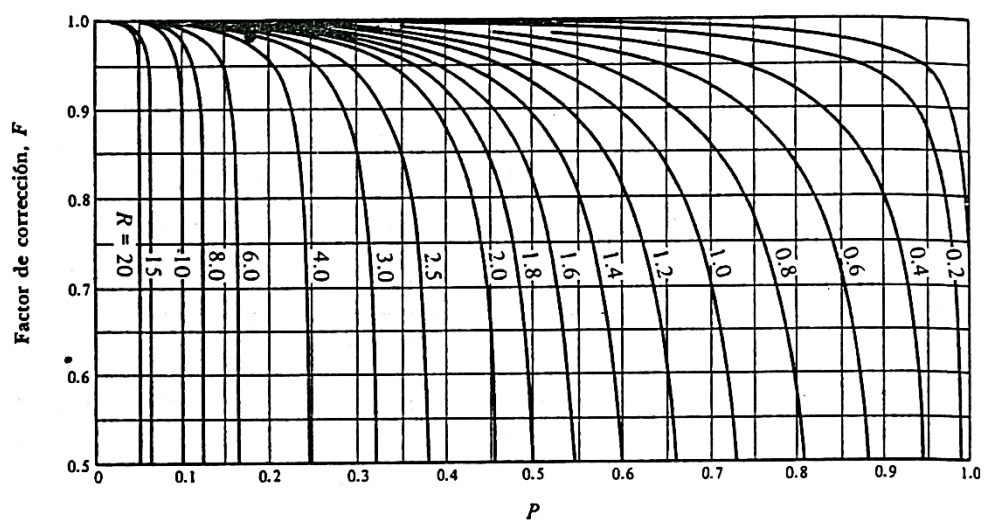
T , F	ρ , lb/pie ³	c_p , Btu/lb F	μ , lb/seg pie	ν , pie ² /seg	k , Btu/h pie°F	α , pie ² /h	Pr
Aire							
-280	0.2248	0.2452	0.4653	2.070	0.005342	0.09691	0.770
-190	0.1478	0.2412	0.6910	4.675	0.007936	0.2226	0.753
-100	0.1104	0.2403	0.8930	8.062	0.01045	0.3939	0.739
-10	0.0882	0.2401	1.074	10.22	0.01287	0.5100	0.722
80	0.0735	0.2402	1.241	16.88	0.01516	0.8587	0.708
170	0.0623	0.2410	1.394	22.38	0.01735	1.156	0.697
260	0.0551	0.2422	1.536	27.88	0.01944	1.457	0.689
350	0.0489	0.2438	1.669	31.06	0.02142	1.636	0.683
440	0.0440	0.2459	1.795	40.80	0.02333	2.156	0.680
530	0.0401	0.2482	1.914	47.73	0.02519	2.531	0.680
620	0.0367	0.2520	2.028	55.26	0.02692	2.911	0.680
710	0.0339	0.2540	2.135	62.98	0.02862	3.324	0.682
800	0.0314	0.2568	2.239	71.31	0.03022	3.748	0.684
890	0.0294	0.2593	2.339	79.56	0.03183	4.175	0.686
980	0.0275	0.2622	2.436	88.58	0.03339	4.631	0.689
1070	0.0259	0.2650	2.530	97.68	0.03483	5.075	0.692
1160	0.0245	0.2678	2.620	106.9	0.03628	5.530	0.696
1250	0.0232	0.2704	2.703	116.5	0.03770	6.010	0.699
1340	0.0220	0.2727	2.790	126.8	0.03901	6.502	0.702
1520	0.0200	0.2772	2.955	147.8	0.04178	7.536	0.706
1700	0.0184	0.2815	3.109	169.0	0.04410	8.514	0.714
1880	0.0169	0.2860	3.258	192.8	0.04641	9.602	0.722
2060	0.0157	0.2900	3.398	216.4	0.04880	10.72	0.726
2240	0.0147	0.2939	3.533	240.3	0.05098	11.80	0.734
2420	0.0138	0.2982	3.668	265.8	0.05348	12.88	0.741
2600	0.0130	0.3028	3.792	291.7	0.05550	14.00	0.749
2780	0.0123	0.3075	3.915	318.3	0.05750	15.09	0.759
2960	0.0116	0.3128	4.029	347.1	0.0591	16.40	0.767
3140	0.0110	0.3196	4.168	378.8	0.0612	17.41	0.783
3320	0.0105	0.3278	4.301	409.9	0.0632	18.36	0.803
3500	0.0100	0.3390	4.398	439.8	0.0646	19.05	0.831
3680	0.0096	0.3541	4.513	470.1	0.0663	19.61	0.863
3860	0.0091	0.3759	4.611	506.9	0.0681	19.92	0.916
4160	0.0087	0.4031	4.750	546.0	0.0709	20.21	0.972

Anexo 10 Tablas de propiedades del agua.

APENDICE E-1. Valores de propiedades para fluidos en estado saturado
(Sistema inglés de unidades)*

t , F	ρ , lb/pie ³	c_p , $\frac{\text{Btu}}{\text{lb F}}$	ν , pie ² /seg	k , $\frac{\text{Btu}}{\text{h-pie}^\circ\text{F}}$	α , $\frac{\text{pie}^2}{\text{h}}$	Pr	β , $\frac{1}{R}$
Agua (H ₂ O)							
32	62.57	1.0074	1.925	0.319	5.07	13.6	0.10×10^{-3}
68	62.46	0.9988	1.083	0.345	5.54	7.02	
104	62.09	0.9980	0.708	0.363	5.86	4.34	
140	61.52	0.9994	0.514	0.376	6.02	3.02	
176	60.81	1.0023	0.392	0.386	6.34	2.22	
212	59.97	1.0070	0.316	0.393	6.51	1.74	
248	59.01	1.015	0.266	0.396	6.62	1.446	
284	57.95	1.023	0.230	0.395	6.68	1.241	
320	56.79	1.037	0.204	0.393	6.70	1.099	
356	55.50	1.055	0.186	0.390	6.68	1.004	
392	54.11	1.076	0.172	0.384	6.61	0.937	
428	52.59	1.101	0.161	0.377	6.51	0.891	
464	50.92	1.136	0.154	0.367	6.35	0.871	
500	49.06	1.182	0.148	0.353	6.11	0.874	
537	46.98	1.244	0.145	0.335	5.74	0.910	
572	44.59	1.368	0.145	0.312	5.13	1.019	

Anexo 11 Factor de corrección, F , para un cambiata de calor con dos pasos de carcasa y un múltiplo de dos pasos de tubos.



Anexo 12 Hoja en Excel, cálculos intercambiador de calor

Intercambiador de calor			
Tipo de tubería	3/4	pulg	
Diámetro exterior	0,875	pulg	
	0,073	pie	
Espesor del tubo	0,045	pulg	
Diámetro interior	0,785	pulg	
	0,065	pie	
Calor requerido	Q	10595	Btu/h
Coeficiente convectivo	U	6,85	Btu/h.pie2. °F
Flujo de aire			
Flujo másico	m.aire	1110,20	Lb/h
Calor especifico	Cp	0,241	Btu/lb °F
Temperatura inicial	T1	104	°F
Temperatura final	T2	64,4	°F
Densidad del agua	ρ	61,52	lb/pie3
Velocidad media	v	0,5	pie/s
Fluido por los tubos			
Flujo másico	m.agua	2220,41	Lb/h
Calor especifico	Cp	0,999	Btu/lb °F
Temperatura inicial	t1	140	°F
Temperatura final	t2	135,226	°F
Temperatura media logarítmica	LMTD	51,46	°F
Área del intercambiador	A	30,07	pie2
		2,79	m2
Área total de la corriente	A. Corriente	0,020	pie2
Numero de tubos	n	6	n
Longitud de los tubos	L	24,52	pie
		7,477	m
Factor de corrección			
P	P	0,52	
R	R	0,2	
Factor de corrección	f	0,99	
Área del intercambiador	A'	30,37	pie2
		2,82	m2
Numero de pasos	N	6	
Longitud de los tubos	L'	4,13	pie
		1,26	m

Anexo 13 Características ventilador axial Montero



Hélice 16 Pulgadas
110 Voltios
80 Watt
120 CFM

Proforma N° 2016030227



MATRIZ QUITO: Av. 10 de Agosto N39-235 y Av. América CC. la Y, Local 8 PBX. (02) 225 64 37
SUR: Av. Rodrigo de Chaves 424 y Pedro de Alvarado Telfs: (02) 264 86 28 / (02) 264 89 29
SAN RAFAEL: Av. General Enriquez N 29-32 y Calles 1a y 2a Telfs: (02) 286 79 37 / (02) 286 17 44
ESMERALDAS: Av. Libertad N318 y Pichincha Telfs: (06) 272 31 78 / (06) 271 67 91
Guayaquil: Vía a Daule Km. 1 1/2 Av. Juan Tanco Marengo C.C. Dentro local No. 4 Telfs: (04) 602 64 45 / (04) 602 64 45 / (04) 292 25 64
Undenor: Av. Juan Tanco Marengo Km 2 1/2 Mz. 245 SI-22 Undenor 2 Telfs: (04) 601 36 58 / (04) 604 07 66 / (04) 236 65 21
Ambato: Km 2 1/2 Huachi Chico, Av. Julio Jaramillo s/n y Av. los Chasquis Telfs: (03) 240 60 01 / (03) 240 80 36 / (03) 240 80 12

MEGAFRIO S. A.
RUC: 1791408381001
Contribuyente Especial No: 00636
www.megafriosa.com

CLIENTE: HERRERA LUIS	FECHA DE EMISIÓN 14/03/2016
CI ó RUC: 1722639562	FECHA DE VENCIMIENTO 22/03/2016
DIRECCIÓN: URBANIZACION SAN JOSE	
CIUDAD: QUITO	
TELF: 2826652	
OBRA:	ORD. DE COMPRA:
Forma de pago:	COD CLT: 18327
	TIPO CLT: CLIENTE FINAL

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	DESCUENTO	VALOR TOTAL
06004010	EXTRACTOR ASPA ALUMINIO 16" 80W 1200 CFM MONTERO 16"80W	1.00	239.00	23.90	215.10

Debo y pagaré incondicionalmente en moneda de curso legal, a la orden de MEGAFRIO S.A. en el lugar en que se me convenga, el valor total contenido de la factura comercial que antecede. Pagaré al vencimiento, al mero requerimiento verbal del acreedor. En caso de mora, pagaré además la máxima tasa anual de interés por mora fijado por la autoridad competente, así como los gastos judiciales y extrajudiciales, incluyendo honorarios profesionales por el cobro de esta obligación, bastando para determinar estos valores, la sola afirmación unilateral del acreedor. Me obligo con todos mis bienes, presentes y futuros. El pago no podrá hacerse por partes ni aun por mis herederos o sucesores. Sin protesta exímase de presentación para el pago y de aviso por falta del mismo. Me someto a los jueces o tribunales competentes de Quito, para cuyo efecto renuncio fuero y domicilio y a la vía ejecutiva o verbal sumaria a la elección del acreedor.

NOMBRE: _____	SUMA	239.00
C.I.: _____	DESCUENTO	23.90
FECHA: _____	SUBTOTAL	215.10
MEGAFRIO S. A.	12 % IVA	25.81
JUMBO SARANGO DARWIN EFRAIN	TOTAL	240.91
(F) CLIENTE: _____		

NOTA: El pago se hará con cheque cruzado a la orden de MEGAFRIO S.A.

SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES

Anexo 14 Valores respectivos de conductancia h

TABLA 10-4 Conductividad térmica de materiales usados en paredes de almacenes fríos

Material	Descripción	Conductividad Térmica (k)*	Conductancia térmica (C)*
Mampostería	Ladrillo, común	5.0	
	Ladrillo, de fachada	9.0	
	Concreto mortero o mezcla	5.0	
	Concreto, agregado de arena	12.0	
	Bloque de concreto		
	Agregado de arena 4 plg		1.40
	Agregado de arena 8 plg		0.90
	Agregado de arena 12 plg		0.78
	Agregado de escoria 4 plg		0.90
	Agregado de escoria 8 plg		0.58
	Agregado de escoria 12 plg		0.53
	Yeso de estucar 1/2 plg		3.12
	Barro bloque hueco 4 plg		0.90
	Barro bloque hueco 6 plg		0.66
	Barro bloque hueco 8 plg		0.54
Maderas	Arce, roble, maderas duras similares		1.10
	Abeto, pino, maderas suaves similares		0.80
	Madera contrachapada 1/2 plg		1.60
	Madera contrachapada 3/4 plg		1.07
Techado	Techado con rollo de asfalto	6.50	0.15
	Techado armado 3/8 plg	3.00	0.33
Materiales de aislamiento	Bloque o rollos de fibra, mineral o de vidrio	0.27	
	Tabla o placa		
	Vidrio celular	0.40	
	Placa de corcho	0.30	
	Fibra de vidrio	0.25	
	Poliestireno expandido	0.20	
	Poliuretano expandido	0.17	
	Relleno		
	Papel prensado o pulpa de madera	0.27	
	Aserrín o virutas	0.45	
	Lana mineral (roca, vidrio, escoria)	0.27	
	Corteza de pino	0.26	
	Fibra de madera (madera suave)	0.30	
Conductancia en la superficie (coeficiente de convección)	Aire tranquilo		1.65
	Aire en movimiento (7.5 mph)		4.00
	Aire en movimiento (15 mph)		6.00
Vidrio	Una hoja		1.13
	Dos hojas		0.46
	Tres hojas		0.29
	Cuatro hojas		0.21

De ASHRAE Data Book, Fundamentals Volume, Edición 1972 con permiso de the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.